

Universidad Carlos III de Madrid
Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

Trabajo de Fin de Grado

**PROTOTIPO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA
VIVIENDAS CON INTERCAMBIADOR DE CALOR
AGUA-AIRE**



Autor:

Daniel Fernández Álvarez

Tutor de proyecto:

Dr. Marcelo Izquierdo Millán

Leganés, a 5 de Septiembre de 2014

Agradecimientos

Qué simple parece un mero agradecimiento, y sin embargo cuán duro es expresar la verdadera gratitud.

Después de cuatro años de estudio y muchas experiencias, algunas para olvidar y otras para recordar pero todas ellas constructivas, quisiera ofrecer mi más profundo agradecimiento a mucha gente, pero me faltaría tiempo para enumerarles. Así pues, seré escueto.

En primer lugar quisiera agradecer y dedicar este trabajo a mi madre, porque sin ella nunca hubiese llegado tan lejos y siempre ha tenido paciencia conmigo.

En segundo lugar a mi pareja, Ana, que se ha mantenido firme acompañándome a través de los derroteros de mi vida y me ha dado su apoyo en los momentos de necesidad.

En tercer lugar a mis familiares y amigos, algunos de ellos conocidos a través de este periplo universitario y que no necesitan mención, que han hecho más amena esta larga travesía conocida como universidad.

Y en cuarto y último lugar, pero no menos importante, quiero agradecer este trabajo y culminación de mis estudios a los integrantes del equipo de la Planta Experimental de Energía Solar de Arganda del Rey. Al Dr. Marcelo Izquierdo, mi tutor en este proyecto, sin el cual este trabajo no hubiese sido posible y que me ha enseñado mucho más allá de lo meramente académico. A Emilio, el inventor, cuya experiencia me ha ilustrado sobre el lado práctico de las cosas. Y a Pablo, que me ha ayudado siempre que ha podido y ha hecho más amenas las mañanas en Arganda del Rey.

Gracias por todo,

Daniel

Resumen

En este trabajo se presentará la necesidad de conocer y analizar correctamente los equipos que forman un sistema de climatización y se estudiarán las distintas tecnologías de emisores que se emplean hoy día y se encuentran en el mercado.

El trabajo teórico radica en ofrecer una metodología de cálculo para obtener la demanda energética durante la temporada de calefacción de 2013-2014 para un prototipo de vivienda localizada en la Planta Experimental de Energía Solar del Instituto Eduardo Torroja (CSIC) en La Poveda (Arganda del Rey, Madrid).

Además, se analizará el comportamiento de los dos intercambiadores de calor aire-agua que forman el sistema emisor de la instalación a través de un proceso teórico-experimental, utilizando los datos medidos del funcionamiento de la instalación durante la temporada y los fundamentos de la transferencia de calor.

Finalmente se presentarán las medidas tomadas en la instalación de climatización y la evolución de la demanda energética del edificio a lo largo de la temporada para así llevar a cabo una discusión sobre el funcionamiento de la instalación.

Abstract

In this project the need to know and analyze correctly the equipments which belong to a HVAC system will be presented. Furthermore, the different technologies of HVAC's heat exchangers which are used nowadays and can be found in the market will be studied.

The theoretical work consists in offering a calculus methodology to obtain the energetic demand for the heating season of 2013-2014 for a prototype of residential building placed in the Experimental Plant of Solar Energy of the Eduardo Torroja's Institute (CSIC) in La Poveda (Arganda del Rey, Madrid).

Moreover, the operation of both air-water heat exchangers which are part of the HVAC system will be analyzed through a theoretical-experimental process, using the measured data of the performance of the system during the season along with the heat transfer principles.

Finally, the measurements taken in the HVAC system will be presented, as well as the evolution of the energetic demand of the building through the heating season in order to discuss the performance of the system.

Índice

1. Introducción	pág. 10
1. Calefacción	pág. 11
2. Refrigeración	pág. 12
3. Energía y climatización	pág. 13
 2. Estado del Arte	 pág. 15
1. Radiador convencional	pág. 16
2. Sistemas radiantes	pág. 17
1.Suelo radiante	pág. 18
2.Techo radiante y paredes radiantes	pág. 19
3.Sistemas radiantes eléctricos	pág. 20
3. Ventiloconvectores	pág. 20
 3. Descripción de la instalación	 pág. 22
1. Edificio	pág. 23
2. Instalación fotovoltaica	pág. 24
3. Sistema de climatización	pág. 25
1.Bomba de calor	pág. 25
2.Circuito hidráulico	pág. 25
3.Unidades <i>Fan Coil</i>	pág. 26
1. Geometría del intercambiador de calor	pág. 27
4. Equipos	pág. 29
1.Meteodata/Hydrodata-3008CM	pág. 29
2.Fluxus ADM 6725	pág. 30
 4. Carga Térmica	 pág. 31
1. Carga térmica en régimen permanente	pág. 32
1.Carga térmica de transmisión	pág. 32
1. Fachada	pág. 33
2. Espacio colindante	pág. 34
3. Ventanas y puerta	pág. 34
4. Techo	pág. 36
5. Suelo	pág. 39
2.Carga térmica de ventilación	pág. 40
3.Carga térmica interna	pág. 40
4.Carga térmica externa	pág. 41
5.Ejemplo	pág. 42
2. Carga térmica en régimen dinámico	pág. 43

5. Modelo Teórico-Experimental del Intercambiador de Calor	pág. 45
1. Coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{exp})	pág. 45
2. Coeficiente de convección externo experimental (h_{ext})	pág. 51
1. Flujo interno	pág. 52
3. Validación de los resultados	pág. 54
1. Coeficiente de convección externo teórico (h_{ext_teo})	pág. 54
2. Coeficiente global de transferencia de calor teórico (U_{0_teo})	pág. 55
 6. Resultados Experimentales	 pág. 56
1. Días representativos	pág. 57
1. Día Frío: 02/02/2014	pág. 57
2. Día Templado: 23/01/2014	pág. 60
3. Día Cálido: 04/04/2014	pág. 63
2. Resultados de la temporada	pág. 66
 7. Conclusiones	 pág. 68

<u>Anexos</u>	pág. 71
----------------------	---------

Anexo 1: Propiedades termodinámicas de los materiales y los fluidos de trabajo.

Anexo 2: Aparatos eléctricos

<u>Bibliografía</u>	pág. 73
----------------------------	---------

Listado de Figuras

- 1.1 Esquema del hipocausto. [Wikipedia]
- 1.2 Esquema de funcionamiento de un captador de viento (*Wind Tower*). [Wikipedia]
- 1.3 Esquema de un sistema de climatización todo aire. [Google]

- 2.1 Radiador convencional con elementos individuales. [Google]
- 2.2 Instalación de suelo radiante. [Google]
- 2.3 Perfil de temperaturas con la altura para distintos sistemas de calefacción. [Google]
- 2.4 *Fan coil*. [Google]

- 3.1 Esquema 3D de la vivienda.
- 3.2 Vista en planta del edificio.
- 3.3 Esquema eléctrico de la instalación.
- 3.4 Esquema hidráulico de la instalación.
- 3.5 Fotografía del ventiloconvector *Aertesi*. [Catálogo Aertesi]
- 3.6 Vista frontal del intercambiador en 3D.
- 3.7 Detalle en perspectiva del intercambiador en 3D.
- 3.8 Esquema de las distancias entre tubos.
- 3.9 Esquema de medida de los tubos.
- 3.10 (a) Meteodata/Hydrodata-3008CM (b) transductores
- 3.11 Caudalímetro Fluxus ADM 6725 y transductor de flujo.

- 4.1 Esquema de la composición real del techo.
- 4.2 Dimensiones del perfil IPE 160. [www.merle.es]
- 4.3 Dimensiones de la chapa colaborante INCO 70.4. [Catálogo INCOPERFIL.]
- 4.4 Tabla E.3. Transmitancia térmica U_s en $W/m^2 \cdot K$. [Apéndice E, Documento Básico HE Ahorro de Energía 2009.]
- 4.5 “Demanda térmica teniendo en cuenta exclusivamente las características térmicas dinámicas de los materiales.” Figura 38 del TFG “Demanda de Calefacción en Régimen Permanente y Dinámico: Especificación de la Bomba de Calor”

- 4.6** Evolución de la Demanda Energética a lo largo de la temporada 2013-2014.
- 4.7** Demanda mensual de la temporada.

- 5.1** Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor.
- 5.2** Gasto másico de aire 02/02/2014 [14:30-15:00]
- 5.3** Factor de corrección F para intercambiadores cruzados no mezclados.
[Incropera]
- 5.4** Parámetro adimensional R 02/02/2014 [14:30-15:00]
- 5.5** Parámetro adimensional P 02/02/2014 [14:30-15:00]
- 5.6** Calor intercambiado 02/02/2014 [11:30-15:00]
- 5.7** Temperatura media logarítmica 02/02/2014 [11:30-15:00]
- 5.8** Coeficiente global de transferencia de calor 02/02/2014 [11:30-15:00]
- 5.9** Rendimiento en aletas anulares. [Incropera]
- 5.10** Coeficiente de convección interno h_{int} 02/02/2014 [11:30-15:00]
- 5.11** Coeficiente de convección externo h_{ext} 02/02/2014 [11:30-15:00]
- 5.12** “Heat transfer and friction factor for a circular tube-continuous fin heat exchanger, surface 8.0-3/8 T from Kays and London.” Figura 118.6 de Introduction of Heat Transfer de Frank P. Incropera & David P. Dewitt.

- 6.1** 02/02/2014 Temperatura exterior.
- 6.2** 02/02/2014 Radiación sobre el plano horizontal.
- 6.3** 02/02/2014 Potencias. Día frío.
- 6.4** 02/02/2014 Temperatura interior.
- 6.5** 23/01/2014 Temperatura exterior.
- 6.6** 23/01/2014 Radiación sobre el plano horizontal.
- 6.7** 23/01/2014 Potencias. Día templado.
- 6.8** 23/01/2014 Temperatura interior.
- 6.9** 04/04/2014 Temperatura exterior.
- 6.10** 04/04/2014 Radiación sobre el plano horizontal.
- 6.11** 04/04/2014 Potencias. Día cálido.
- 6.12** 04/04/2014 Temperatura interior.
- 6.13** Temperaturas máximas y mínimas de la temporada.
- 6.14** Resultados energéticos de la temporada.
- 6.15** Demanda energética frente a energía suministrada para cada mes de la temporada.

Listado de Tablas

- 4.1** Composición y datos del muro de fachada.
- 4.2** Composición y datos del muro que separa el espacio habitado con el no habitado.
- 4.3** Composición y datos del acristalamiento.
- 4.4** Composición y datos del marco interno de la ventana.
- 4.5** Composición y datos del marco externo de la ventana.
- 4.6** Composición y datos de la puerta que separa el espacio habitado con el no habitado.
- 4.7** Composición del techo.
- 4.8** Composición y datos del techo simplificado.
- 4.9** Calor transmitido por cada cerramiento en el ejemplo.

Capítulo 1:

Introducción

Resumen:

En este capítulo trataremos una leve introducción histórica sobre la climatización y cómo afecta a la sociedad actual. Se hablará sobre la necesidad de sistemas más eficientes y de cómo el análisis minucioso de los equipos es imprescindible para alcanzar esa meta.

1. Introducción

Las condiciones climáticas adversas de nuestro planeta han fomentado la búsqueda de sistemas que nos permitan sobrevivir bajo condiciones extremas. Con el paso del tiempo, la técnica ha permitido no solo resguardarse de las condiciones más extremas, si no que, en los países más desarrollados, hemos alcanzado unos estándares de confort cuidadosamente guardados.

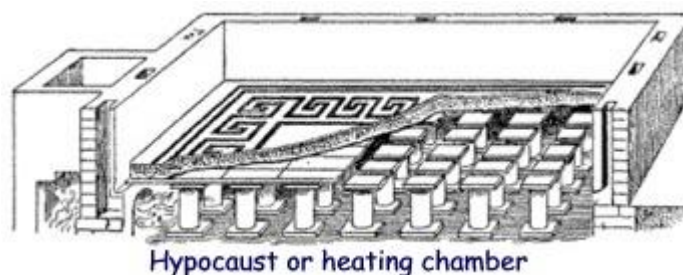
1.1 Calefacción

Según las evidencias arqueológicas, el uso controlado del fuego por los seres humanos se generalizaría hace unos 125.000 años. El fuego se convirtió en un medio para fabricar utensilios cerámicos, cocinar y calentarse, protegiéndose de las inclemencias del clima. Así, según la civilización fue evolucionando, los seres humanos fueron ampliando y perfeccionando los usos del fuego y con ellos la calefacción.

Más allá de la quema de combustibles en un brasero o un hogar con chimenea para acondicionar un recinto, algunos pueblos hallaron métodos para descentralizar la generación de calor de su consumo. Hablamos de los primeros sistemas de calefacción que permitieron alejar los humos generados durante la combustión de las estancias acimatadas. En primera instancia nos viene a la mente el conocido ingenio romano conocido como *hipocausto*, utilizado por los latinos para calentar sus hogares o atemperar sus termas.

El *hipocausto* en sí mismo podría tomarse como una aplicación de suelo radiante primitiva debido a su constitución. Su funcionamiento es simple, en un hogar aledaño a la vivienda se quema el combustible dejando que los humos y el aire caliente que se obtienen atraviesen unas canaladuras bajo el suelo permitiendo la transferencia de calor hacia la estancia.

El *hipocausto* no es un ingenio singular, y de hecho se han hallado diseños similares a lo largo del mundo, algunos anteriores a la época romana. Un ejemplo es el *ondol* coreano, de extendido uso hasta mediados del siglo XX, lo que demuestra la influencia de este tipo de artificios en regiones donde los sistemas de climatización modernos aún no eran habituales. En España, además de los vestigios romanos en los que se encuentran restos del uso del *hipocausto*, encontramos la llamada *gloria* española que es una evolución directa de este, y que tuvo mucha difusión en la Castilla de la Edad Media.



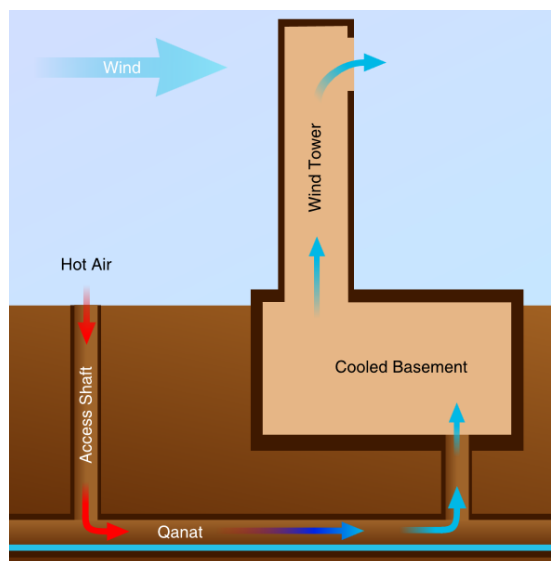
[Fig. 1.1] Esquema del hipocausto.

Si bien estos sistemas son de fácil control, su eficiencia es esencialmente baja en comparación con los sistemas modernos. Así, podemos asegurar que la evolución de las calderas y la invención de los radiadores convencionales a mitad del siglo XIX por Franz San Galli, permitieron la implantación y difusión de los sistemas de calefacción modernos.

1.2 Refrigeración

En el campo de la refrigeración son pocos los ingenios que se encuentran a lo largo de la historia. En general los esfuerzos de muchas culturas se centraron en la obtención y conservación de hielo durante todo el año, así como diversos métodos de ventilación para refrescarse.

Sin embargo, en las regiones desérticas se encuentran aplicaciones como los captadores de viento, que unidos al uso de canalizaciones subterráneas de agua conocidas como *qanat*, conforman un antiguo y extendido uso del enfriamiento evaporativo. El principio de funcionamiento es simple, valiéndose de una depresión causada por efecto venturi en una torre conocida como captador de viento se fuerza un flujo de aire subterráneo que en contacto con el agua de los *qanat* se enfría por transferencia de calor y masa para luego inundar la estancia y salir por el captador de viento.



[Fig. 1.2] Esquema de funcionamiento de un captador de viento (*Wind Tower*).

Este sistema solo es adecuado para climas áridos con humedades del aire bajas puesto que los sistemas basados en el enfriamiento evaporativo son muy sensibles a la humedad.

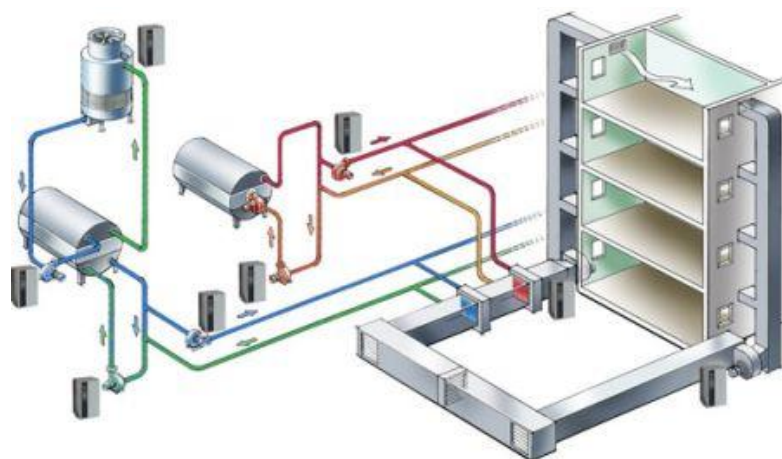
Durante los siglos XVII y XVIII, científicos e ingenieros abordaron el problema de la generación de “frío” desarrollando los principios de la tecnología frigorífica y las máquinas de absorción y compresión mecánica. El primer acercamiento a lo que hoy conocemos como sistema de refrigeración fue un sistema ideado por John Gorrie pensado para aclimatar

hospitales, sin embargo su ambición se vio frustrada por problemas financieros y su proyecto nunca salió adelante.

Pese a que el primer sistema de acondicionamiento de aire surge en 1902 (mejorado y patentado en 1906) con la aportación de Willis Carrier y su *Apparatus for treating air* [Wikipedia], hasta finales de los años veinte, no surgen los aires acondicionados modernos y con ellos el despegue de los sistemas de refrigeración que hoy conocemos.

1.3 Energía y climatización

Según la RAE, definimos climatizar como “dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad del aire y a veces también de presión, necesarias para la salud o la comodidad de quienes lo ocupan”. Esta definición nos indica que una instalación de climatización no solo ha de contar con subsistemas de calefacción y refrigeración y para que sea completa ha de satisfacer otras condiciones de confort.



[Fig. 1.3] Esquema de un sistema de climatización todo aire.

Con el desarrollo de la técnica, el abaratamiento de los costes y especialmente el aumento en el poder adquisitivo de los consumidores; la implementación de sistemas de climatización más sofisticados ha crecido vertiginosamente desde mediados del siglo XX. Sin embargo no hemos de olvidar que la climatización no solo tiene un aspecto doméstico sino que es esencial en otros lugares donde las condiciones del aire deban estar cuidadosamente reguladas como hospitales, o determinadas aplicaciones tecnológicas o el sector alimenticio.

Según el IDAE (Informe SPAHOUSEC, 2011), en España, el 90% de los hogares están equipados con sistemas de calefacción y casi el 50% con equipos de aire acondicionado. Puesto que en torno al 48% de la energía total anual consumida en las viviendas proviene de la climatización (especialmente calefacción, 47%), podemos apreciar la importancia que tienen los sistemas de climatización en el sector energético residencial. Optimizar los sistemas de climatización para obtener condiciones de confort con el mínimo consumo de energía debe ser prioritario a la hora de proyectar una instalación.

En calefacción, un 50% de las instalaciones son alimentadas con calderas convencionales, no obstante, las recientes modificaciones del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) promueve el uso de calderas de condensación y otros sistemas de alta eficiencia, buscando con esto la desaparición progresiva de las antiguas máquinas de menor eficiencia.

Arquitectos e ingenieros ponen sus esfuerzos en buscar estándares constructivos adecuados para mejorar el aprovechamiento energético con un coste económico razonable. La intromisión de las energías renovables en el panorama actual ha favorecido la aparición de sistemas más ecológicos y con un aprovechamiento energético mayor. Así, el uso de la energía solar, geotérmica o quizá con mayor impacto la biomasa en aplicaciones de calefacción aunque siga siendo anecdótico en comparación con las instalaciones convencionales aumenta progresivamente según los usuarios van tomando conciencia de las ventajas de estos sistemas.

El uso de tecnologías renovables para la obtención de calor ha recuperado el interés sobre las máquinas de absorción, que cuidadosamente diseñados, pueden acoplarse a estos sistemas de calefacción permitiendo además la función de refrigeración.

Podemos asumir que con el desarrollo de la sociedad de bienestar, los ciudadanos buscan satisfacer cada vez con más interés sus necesidades de confort para sus hogares y puestos de trabajo recurriendo a las aplicaciones de climatización.

El crecimiento en la demanda lleva a los técnicos a buscar opciones más limpias y energéticamente eficientes como el uso de energías renovables y sistemas de control cada vez más exhaustivos. Debemos pues buscar el máximo rendimiento para cada uno de los componentes de este tipo de instalaciones, así como concienciar a la sociedad de un uso inteligente de estos sistemas.

Por tanto, es importante analizar correctamente las características y el comportamiento de los equipos implicados en los sistemas de climatización, optimizando su implementación y así hacer un buen uso de ellos.

Capítulo 2:

Estado del Arte

Resumen:

En el capítulo dos se estudian las distintas tecnologías de sistemas emisores para instalaciones de climatización que encontramos en el mercado y sus características.

2. Estado del Arte

A la hora de proyectar una instalación de climatización, los elementos a los que hay que prestar especial atención para su correcto dimensionado son tres: la máquina térmica que provee o absorbe calor del fluido caloportador, el circuito hidráulico que transporta dicho fluido y los emisores, encargados de transmitir la energía térmica del fluido a la estancia.

A continuación se presentarán los distintos tipos de emisores que se encuentran habitualmente en el mercado.

2.1 Radiador convencional

El sistema emisor más extendido en aplicaciones de calefacción son los radiadores. Esto se debe a que su instalación es sencilla y económica, lo que lo hace ideal para grandes instalaciones como las calefacciones centralizadas de los edificios o la calefacción urbana (*district heating*).

En realidad, el término radiador nos llevaría a suponer que el mecanismo de transmisión de calor de estos emisores se basa en la radiación, sin embargo, aunque efectivamente existe transferencia de calor por radiación, el mecanismo principal de transferencia es la convección natural, y aunque el convenio general sea hablar de estos dispositivos como radiadores, un término más correcto sería el de convector.



[Fig. 2.1] Radiador convencional con elementos individuales.

Los radiadores suelen estar diseñados en aluminio, aunque sea común encontrar modelos de fundición. Su estructura puede ser maciza o dividida en elementos individuales. Estos últimos son los más comunes, y su diseño es una de las grandes ventajas de este tipo de dispositivos, puesto que permite dimensionar cada emisor en función de las necesidades de las

diversas estancias de la vivienda. Es decir, variando el número de elementos influiremos en la potencia máxima que puede transmitir el dispositivo.

En instalaciones domésticas o edificios con calefacción centralizada, los radiadores se alimentan con agua en torno a 80-90°C. Sin embargo, en aplicaciones más exigentes, como la calefacción de rascacielos, o la citada calefacción urbana es habitual el uso de vapor de agua a mayor temperatura, lo que disminuye la eficiencia del sistema al aumentar las pérdidas.

2.2 Sistemas radiantes

Se conocen como sistemas radiantes aquellos sistemas de calefacción o refrigeración pensados para adecuar la temperatura media de radiación de las superficies que delimitan una estancia, y por tanto mejorando el confort al afectar a la temperatura ambiente operativa.

Se conoce como temperatura media de radiación de las superficies a la suma de los productos entre la temperatura de cada superficie (paredes, ventanas, suelo, etc.) y su área; y dividida entre la superficie total. Esta definición queda expresada en la ecuación 2.1.

$$T_{m\text{radiación}} = \frac{\sum T_i \cdot A_i}{A_T} \text{ [ec. 2.1]}$$

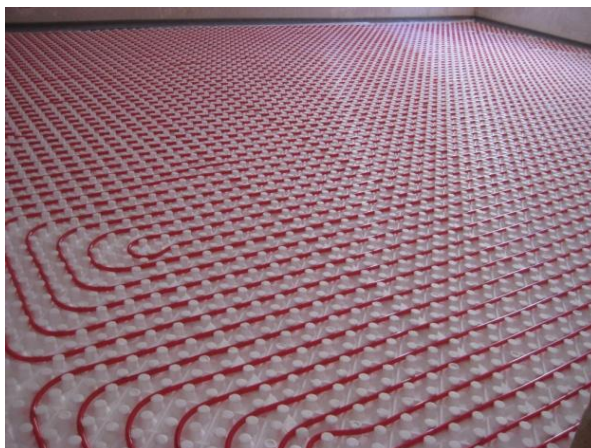
Asimismo, se conoce como temperatura ambiente operativa o temperatura sensitiva a la media ponderada entre la temperatura media del aire y la temperatura media de radiación de las superficies definida en la ecuación 2.2. Esta temperatura es más fiel como medida del confort térmico de una estancia que la temperatura media del aire en esta. La ponderación depende del nivel de agitación, o velocidad relativa del aire de la estancia, aumentando el peso de la temperatura media del aire con la velocidad de este.

$$T_{operativa} = \frac{\chi \cdot T_{amb} + (1 - \chi) \cdot T_{m\text{radiación}}}{2} \text{ [ec. 2.2]}$$

Por tanto, por ejemplo, en una aplicación de calefacción, si la temperatura media de radiación de los muros aumenta podemos obtener la misma temperatura ambiente operativa con una temperatura media del aire menor, lo que supone un ahorro energético.

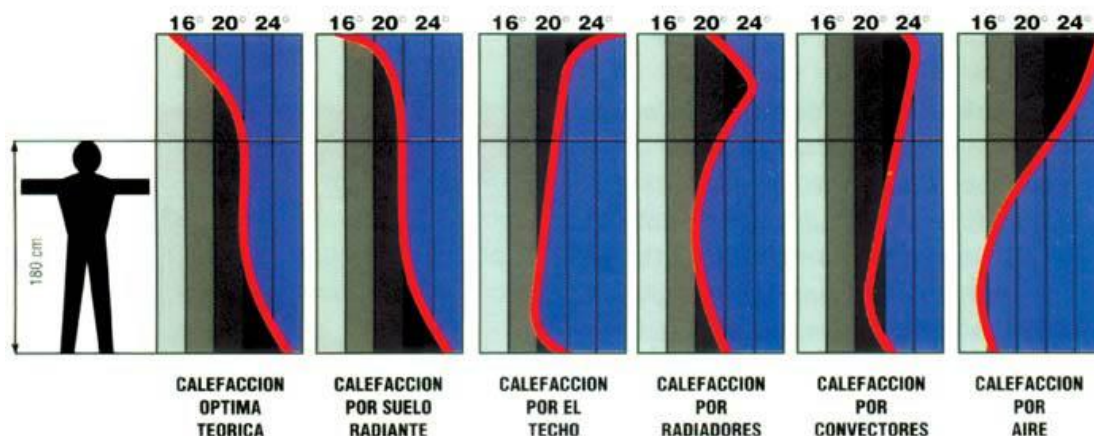
2.2.1 Suelo radiante

El suelo radiante es un sistema emisor que ha sido desarrollado y comercializado como lo conocemos en Europa desde la década de los 70. Como se aprecia en la figura 2.2, el sistema consiste en una tubería o red de tuberías entramadas en una matriz bajo el suelo por la que circula el fluido caloportador. Bajo la matriz, el sistema está convenientemente aislado para evitar pérdidas de forma que el calor es transmitido por conducción hacia el suelo y desde este, por convección natural hacia el aire.



[Fig. 2.2] Instalación de suelo radiante.

Además de las características generales de los sistemas radiantes, cada tecnología tiene sus características diferenciadoras. En el caso del suelo radiante, en aplicaciones de calefacción, su diseño favorece la transferencia de calor hacia el aire. Esto se debe a que la variación de densidades del aire impulsa el aire caliente hacia arriba formando un flujo convectivo. Además, gracias a este fenómeno, el perfil de temperaturas que se obtiene a lo largo de la altura de la estancia se ajusta considerablemente al ideal como se observa en la figura 2.3.



[Fig. 2.3] Perfil de temperaturas con la altura para distintos sistemas de calefacción.

El suelo, que es el foco caliente, tiene la máxima temperatura, contrarrestando con que los pies son el foco más frío del cuerpo humano. Asimismo, el flujo convectivo proporciona una temperatura muy uniforme con la altura hasta llegar a las partes más altas de la estancia, que no están ocupadas.

Debido a las características del sistema y a las normativas sobre la temperatura máxima del suelo (en torno a los 29°C), la temperatura del agua de alimentación de las aplicaciones de calefacción por suelo radiante ronda los 40°C y no debería superar los 50 o 55°, dependiendo de la composición del suelo. Estas temperaturas, por debajo de las utilizadas en los radiadores convencionales, convierten el suelo radiante en un recurso ideal para combinarlo con aplicaciones de energía solar, o geotérmica. Por tanto, el crecimiento en el uso de este tipo de energías renovables ha favorecido a las instalaciones de suelo radiante.

Sin embargo, las instalaciones de suelo radiante no se comportan tan eficientemente para aplicaciones de refrigeración ya que la transferencia de calor por convección se ve entorpecida en este tipo de diseños. No obstante, no son pocas las instalaciones de climatización que cuentan con suelo radiante tanto para calefacción como para refrigeración aunadas al uso de bombas de calor reversible o el uso de máquinas de absorción.

En aplicaciones de refrigeración con suelo radiante se debe cuidar que la temperatura del suelo sea superior al punto de rocío del aire de forma que se evite la condensación.

Una de las características de este y otros sistemas radiantes, es la gran inercia térmica de la que disponen. Pese a que en el arranque la climatización de la estancia sea más lenta que en otros sistemas basados en la convección, una vez apagada la máquina térmica el confort se mantiene durante más tiempo.

2.2.2 Techo radiante y paredes radiantes

Así como se pueden instalar suelos radiantes, también se pueden instalar paredes o techos radiantes cuyo funcionamiento es análogo al del suelo radiante.

Los techos radiantes son especialmente adecuados para aplicaciones de refrigeración por el mismo razonamiento que los suelos radiantes lo son para calefacción. El aire frío, más denso, tiende a descender provocando un flujo convectivo.

En general la instalación de techos o paneles radiantes es más sencilla y facilita la remodelación del sistema, lo que puede ahondar en un ahorro económico.

2.2.3 Sistemas radiantes eléctricos

Otra alternativa de los sistemas radiantes en aplicaciones de calefacción son aquellos que no cuentan con un circuito hidráulico sino que se basan en el uso de resistencias eléctricas para calentar la superficie. Debido a su naturaleza como calefactor, su uso suele limitarse a suelos radiantes.

2.3 Ventilconvectores

Un ventilconvector, también conocido por el término inglés *fan coil*, es un emisor que consta con un intercambiador de calor aleteado por el que circula el fluido térmico y sobre el que se impulsa aire forzado con un ventilador.

Al igual que en los radiadores convencionales, la transferencia de calor es por convección, sin embargo, el flujo de aire es forzado por el ventilador, lo que mejora la transferencia de calor.



[Fig. 2.4] *Fan coil*.

Las unidades *fan coil* son adecuadas tanto para aplicaciones de calefacción como de refrigeración, lo que los vuelve propicios para instalaciones de climatización alimentadas por bombas de calor reversibles o sistemas de calefacción con una máquina de absorción auxiliar.

Gracias a la convección forzada, los ventilconvectores pueden trabajar con temperaturas de alimentación moderadas, en torno a 45°C en calefacción y 10°C en refrigeración. Las temperaturas están limitadas por el confort de los usuarios, por ejemplo, en una aplicación de calefacción, la normativa indica que la temperatura del aire de impulsión debe ser superior a la temperatura de la piel, evitando la sensación de enfriamiento.

En general, los ventilconvectores forman parte de circuitos hidráulicos secundarios alimentados por la máquina térmica a través de un intercambiador de calor. En el caso de que la máquina térmica sea una bomba de calor, se conoce al fluido térmico que circula por los ventilconvectores como refrigerante secundario, generalmente agua.

Se pueden clasificar los ventiloconvectores atendiendo a algunas características constructivas. Así, según su disposición encontramos unidades de ventiloconvectores de techo y murales. Las primeras pueden encontrarse ancladas al techo de la estancia, descubiertas o cubiertas por un falso techo. Las segundas se encuentran en las paredes de forma similar a los radiadores convencionales.

También se debe diferenciar entre las unidades que tienen dos o cuatro tuberías. En el primer caso, el más general, tendremos una tubería de alimentación y otra de retorno, lo que nos limita el funcionamiento en modo calefacción o refrigeración.

Sin embargo, en grandes edificios donde cada estancia puede tener diversos requisitos de climatización, se cuenta con instalaciones de cuatro tuberías, dos de alimentación y dos de retorno. A través de uno de los pares se alimenta el fluido caliente para calefacción y a través del segundo par el frío de forma que la instalación puede proveer de calor y frío a las distintas estancias al mismo tiempo. En algunos casos esta distribución cuenta con dos baterías o intercambiadores de calor internos, para cada uno de los modos de servicio, sin embargo con un control adecuado se puede dar el servicio necesario en el emisor.

Uno de los inconvenientes de los ventiloconvectores es la necesidad de evacuar el agua condensada desde el aire en aplicaciones de refrigeración. Para este problema se instala una bandeja de condensados habilitada para unirse al desagüe y en instalaciones grandes se debe instalar una red de desagüe.

La respuesta de este tipo de dispositivos es rápida. Un ventiloconvector convenientemente dimensionado responde rápido a la hora de calentar o enfriar una estancia. Además, en general los ventiladores de estos aparatos suelen contar con un regulador de velocidad, lo que permite operar a distintos caudales de impulsión de aire, variando la potencia de intercambio.

Capítulo 3:

Descripción de la instalación

Resumen:

En este capítulo se identifican y describen los subsistemas que conforman la instalación y sus dimensiones, así como los aparatos de medida utilizados durante el trabajo experimental.

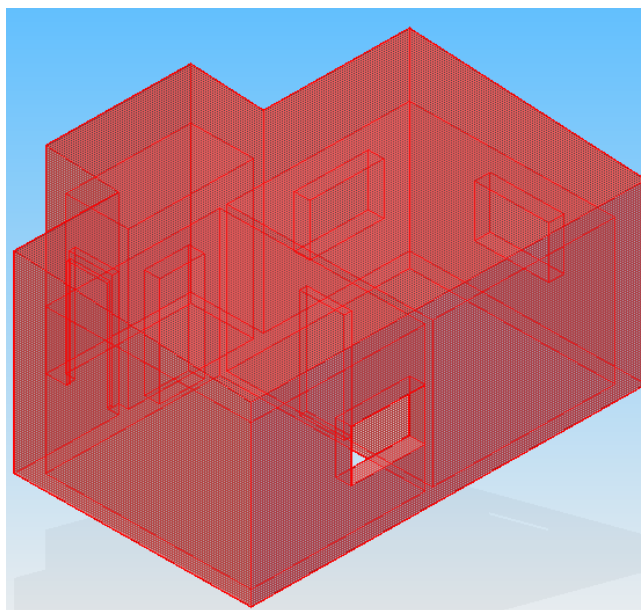
3. Descripción de la instalación

En esta sección se definen los elementos que componen la instalación estudiada. Por un lado tenemos el edificio y su envolvente térmica que determinarán la energía que debemos aportar al sistema, y por otro el sistema de climatización de la instalación y la instalación fotovoltaica que son los encargados de satisfacer dicha demanda.

3.1 Edificio

El modelo de prototipo de vivienda estudiado se encuentra en la Planta Experimental de Energía Solar del Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción (CSIC) ubicado en La Poveda (Arganda del Rey, Madrid).

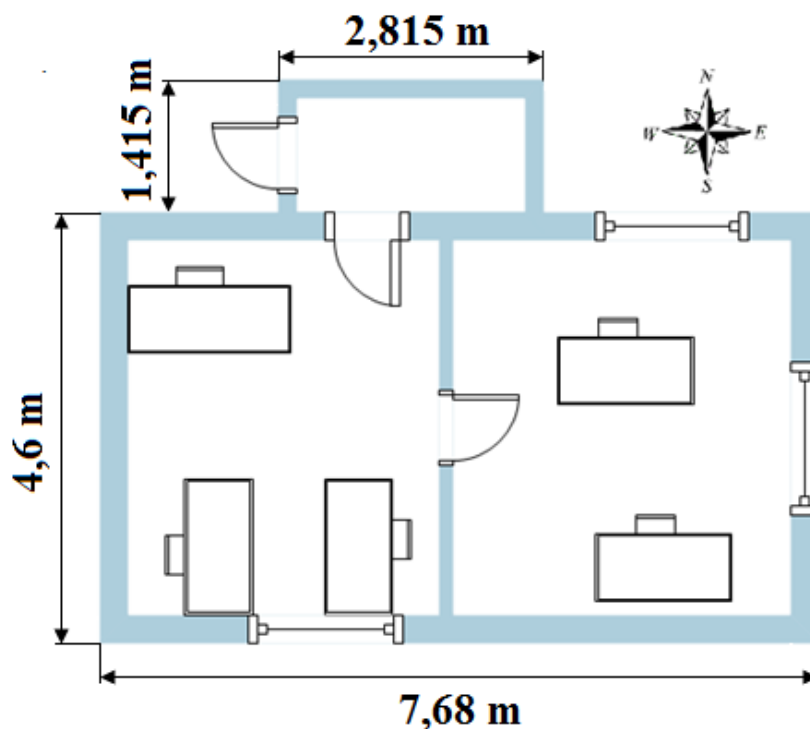
El edificio cuenta con una superficie total de $39,31 \text{ m}^2$, de los cuales $35,33 \text{ m}^2$ son habitables. La techumbre, con una ligera pendiente, tiene una altura máxima de $3,8 \text{ m}$ y una altura mínima de $3,4 \text{ m}$. La altura interior es de $2,7 \text{ m}$.



[Fig. 3.1] Esquema 3D de la vivienda.

Como se puede apreciar en la figura 3.1, el prototipo consta de dos estancias habitables provistas de tres ventanas y un espacio no habitable que actúa como entrada en la fachada norte.

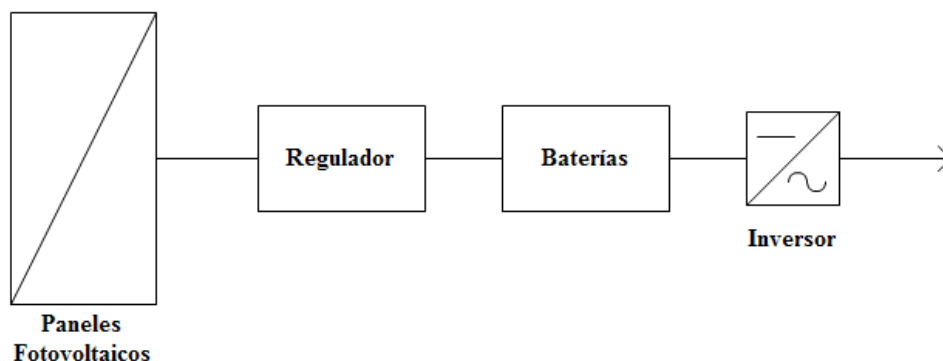
Nota: A efectos de facilitar la comprensión del lector a partir de ahora se conocerá como estancia 1 o despacho al espacio habitable que comunica con la entrada y estancia 2 o sala de medidas al segundo espacio habitable.



[Fig. 3.2] Vista en planta del edificio.

3.2 Instalación fotovoltaica

La instalación fotovoltaica cuenta con doce paneles *Wiosun PVT-Series PVT180* conectados en series de dos, alimentando el circuito con un voltaje en torno a 24V. Tras la producción, la corriente atraviesa un regulador *Morningstar Tristar TS-MPPT-60* que optimiza la potencia suministrada variando la intensidad y el voltaje de salida. El siguiente eslabón del circuito son dos baterías *Monoblock 256 Ah 12 V* conectadas en serie, que ofrecen inercia frente a los picos de consumo. Por último, se cuenta con un inversor *Victron Energy Phoenix Inverter 24V 3000VA*, que transforma la corriente continua de los paneles en corriente alterna lista para el consumo.



[Fig. 3.3] Esquema eléctrico de la instalación.

3.3 Sistema de climatización

El sistema de climatización consiste en una bomba de calor reversible aire-agua modelo *Daikin Inverter EWYQ005-ADVP* que suministra calor o frío a la estancia a través de dos circuitos independientes que no actúan simultáneamente. El primer circuito está conectado a una aplicación de suelo radiante que no se estudia en este trabajo. El segundo circuito conectado a dos unidades de ventiloconvectores comúnmente conocidos como *Fan Coil* es el que nos atañe.

3.3.1 Bomba de calor

La bomba de calor se encuentra adosada a la fachada norte próxima al recinto de entrada. Su fluido de trabajo es el refrigerante orgánico R410A.

El sistema se monitoriza a través de una centralita localizada en la sala de medidas desde la cual se pueden fijar entre otros aspectos el horario de funcionamiento de la bomba y la temperatura de evaporación o condensación (según trabaje en modo de refrigeración o calefacción) para adecuarse a la carga térmica del edificio.

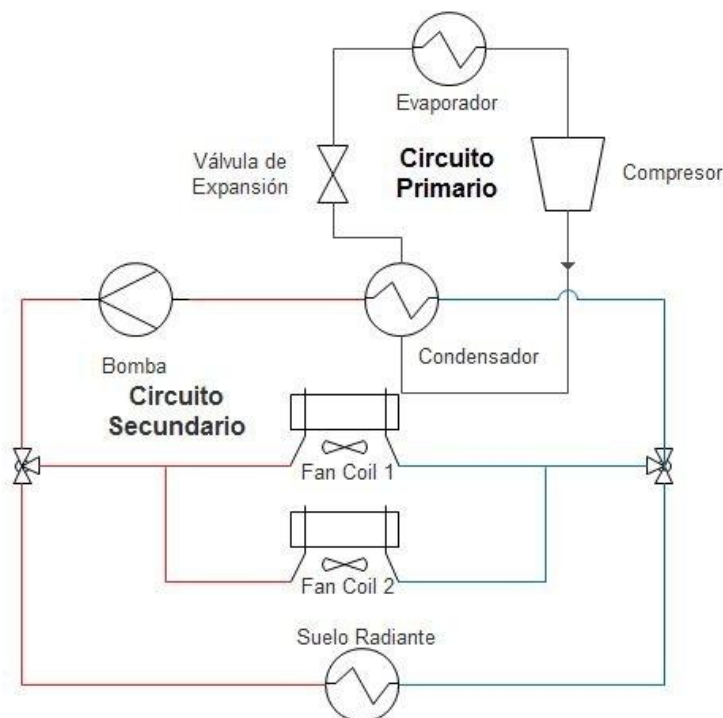
La máquina térmica es alimentada independientemente bien por la red eléctrica o por un campo de paneles fotovoltaicos. Este hecho pese a no ser el sujeto de estudio de este trabajo es necesario para entender el comportamiento de la instalación. Se puede diferenciar pues entre días de red, días puramente fotovoltaicos y días mixtos según cómo sea la alimentación de la bomba. Mientras que conectada a la red la bomba puede trabajar de forma ininterrumpida durante largos períodos de tiempo, debido a su dependencia meteorológica, cuando trabaja conectada al campo fotovoltaico puede pasar por períodos de arranque y parada periódicos.

El proceso de arranque consiste en que inicialmente se pone en marcha la bomba de circulación y pasados unos minutos, cuando el circuito se ha estabilizado se pone en marcha el compresor de la bomba de calor. Cuando la bomba de calor alcanza la temperatura de funcionamiento solicitada por la centralita se desconecta el compresor encendiéndose de nuevo pasados unos minutos si la temperatura difiere. En su comportamiento como bomba de calor y régimen permanente, la máquina suministra agua caliente entre 35 y 55°C según las necesidades del sistema.

La bomba de calor cuenta con un sistema para evitar el congelamiento del agua que circula por las tuberías que consiste en la puesta en marcha y calentamiento de esta cuando las condiciones externas lo requieren.

3.3.2 Circuito hidráulico

El circuito de transporte del fluido caloportador está constituido por tuberías de polietileno. Dicho circuito parte de la bomba de calor hacia el recinto de entrada para encontrarse con los dos circuitos alternativos, el suelo radiante o el de los ventiloconvectores. En el caso de los *Fan Coil*, el circuito se divide en dos ramales que se dirigen a cada uno de los intercambiadores de calor para luego unificarse de nuevo en el retorno y regresar a la máquina.



[Fig. 3.4] Esquema hidráulico de la instalación.

3.3.3 Unidades *Fan Coil*

Los intercambiadores de calor tipo *Fan Coil* modelo *Aertesi ZE-634VA-DX-M* se encuentran en sendas estancias; uno entre las dos puertas del despacho, y otro bajo la ventana de la fachada norte de la sala de medidas. Ambos intercambiadores se encuentran en disposición vertical anclados a la pared a unos 30 cm del suelo.

Los intercambiadores de calor están comandados por un termostato que fija la temperatura de consigna a la que los ventiladores se paran, así como la posición en la que trabaja el ventilador. El ventilador cuenta con cuatro posiciones, una de apagado y otras tres correspondientes a tres velocidades distintas. En general se tomó la decisión de trabajar en la posición de baja velocidad o posición 1.



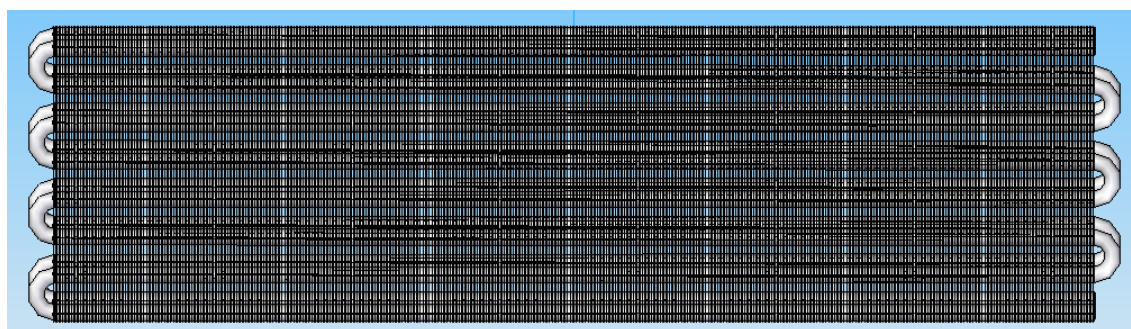
[Fig. 3.5] Fotografía del ventiloconvector *Aertesi*.

El ventiloconvector cuenta entre sus componentes con un filtro de aire, un ventilador, un intercambiador de calor de tubos aleteado y un difusor para reorientar el flujo de salida, además de la carcasa protectora y embellecedora. El área frontal del intercambiador de calor A es de $0,745 \times 0,133 \text{ m}^2$.

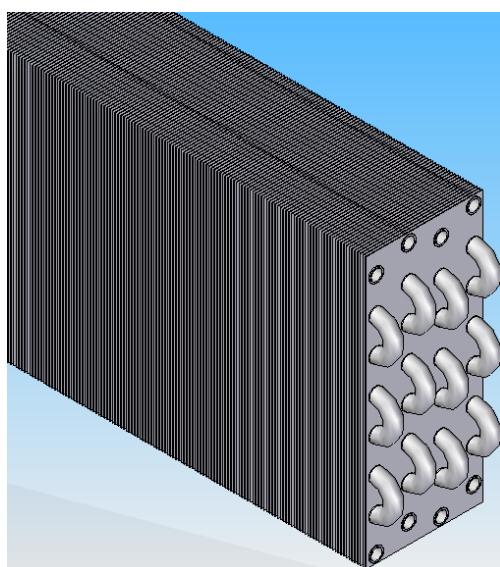
Dentro del intercambiador, el fluido caloportador entra por la abertura inferior y sale por la superior, tal y como se esquematiza en la figura 3.5. Esta disposición del flujo interno suele emplearse para evitar problemas de llenado.

3.3.3.1 Geometría del intercambiador de calor

El intercambiador de calor, está constituido por un banco de cuatro tubos con ocho pasos en disposición escalonada. Las tuberías son de cobre de 10,7 mm de diámetro exterior D_{ext} y atraviesan un conjunto de láminas de aluminio que actúan como aletas como se puede apreciar en las figura 3.4 y 3.5.

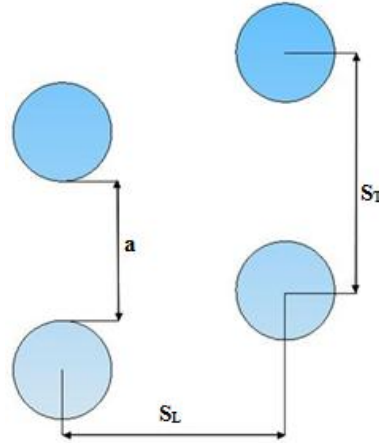


[Fig. 3.6] Vista frontal del intercambiador en 3D.



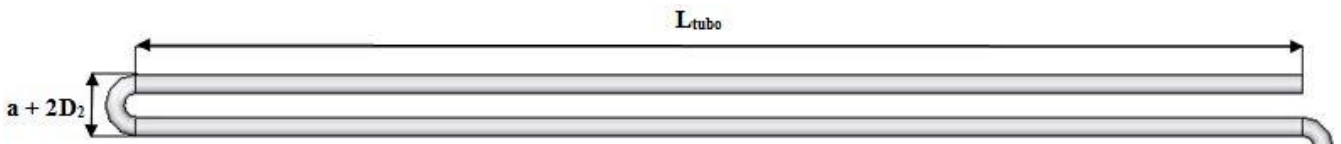
[Fig. 3.7] Detalle en perspectiva del intercambiador en 3D.

Como se ha indicado, el diámetro exterior de los tubos es de 10,7 mm, con un espesor de 0,9 mm, lo que nos deja un diámetro interior D_{int} de 8,9 mm. La distancia entre pasos a es de 15,1 mm lo que da una distancia entre centros vertical S_T de 25,8 mm. La distancia entre centros horizontal de los tubos S_L es de 24,15 mm.



[Fig. 3.8] Esquema de las distancias entre tubos.

La longitud de la tubería L_{tubo} es de 71 cm y los codos tienen un diámetro medio D_m igual a S_T . Además, cada una de las láminas de aluminio tiene unas dimensiones h_{xp} de 0,202 x 0,087 m², que teniendo en cuenta los tubos nos deja un área superficial de 147 cm², para un área total de intercambio, por las dos caras, de 294 cm² por aleta.



[Fig. 3.9] Esquema de medida de los tubos.

El intercambiador cuenta con 347 aletas con un espesor t de dos décimas de milímetro, que deja una longitud libre de tubo L_{libre} de 64 cm. O lo que es lo mismo, un espacio entre aletas de 1,84 mm.

Con estos datos obtenemos un área total de intercambio A_θ de 10,93 m², de los cuales 10,2 m² pertenecen a las aletas, un 93,3% del total.

3.4 Equipos

La instalación cuenta con diversos equipos que monitorizan los parámetros de actuación. Los parámetros de interés en este trabajo son, a saber: la temperatura exterior; la temperatura interior; temperaturas de entrada y salida del circuito térmico y para cada una de las unidades *fan coil*; y caudales. Además se monitoriza el funcionamiento de los paneles fotovoltaicos y el consumo de la bomba de calor.

3.4.1 Meteodata/Hydrodata-3008CM

El laboratorio cuenta con una estación meteorológica Meteodata/Hydrodata-3008CM que permite medir las variables meteorológicas.



(a)



(b)

[Fig. 3.10] (a) Meteodata/Hydrodata-3008CM (b) transductores

Las variables monitorizadas por la estación son:

- Velocidad y dirección del viento.
- Temperatura ambiente
- Humedad relativa
- Radiación (dos piranómetros, uno en horizontal y otro con una inclinación de 30°).

La estación registra los datos cada 8 segundos registrándose el valor mínimo, máximo y medio para cada parámetro cada 10 minutos. Además, la estación permite la salida de datos a través de un puerto RS-232 hacia el ordenador, facilitando la recopilación de los datos.

3.4.2 Fluxus ADM 6725

La instalación térmica cuenta con tres caudalímetros ultrasónicos Fluxus ADM 6725 (figura 3.11). El método de medición consiste en el uso de señales de ultrasonido emitidas por un transductor que se reflejan en la pared opuesta de la tubería y son recibidas por el segundo transductor. El aparato mide el tiempo que tarda en recibir la señal el segundo transductor y

basándose en esta medida calcula la velocidad media del flujo y con esta el caudal volumétrico. Las medidas se guardan cada minuto.



[Fig. 3.11] Caudalímetro Fluxus ADM 6725 y transductor de flujo.

Para el correcto funcionamiento del caudalímetro se debe asegurar que los transductores estén posicionados en segmentos de la tubería donde el perfil hidrodinámico esté completamente desarrollado, el llenado sea completo y no haya problema de deposiciones.

Una vez instalados los transductores se deben introducir en el aparato las dimensiones y características de la tubería, así como las del fluido que la circula. Una vez seleccionados estos parámetros, el equipo sugiere la distancia adecuada que debe haber entre ambos transductores, a partir de ahí se posicionarán correctamente estos para alcanzar la mejor señal posible.

Cada caudalímetro cuenta además con dos terminales a las que se pueden acoplar sendos sensores de temperatura. De esta forma, se han conectado a los Fluxus termorresistencias para medir las temperaturas de entrada y salida globales del circuito, así como las de cada unidad *fan coil*. Un cuarto caudalímetro se ha asignado para la medición de la temperatura interior y del suelo del edificio.

Capítulo 4:

Carga Térmica

Resumen:

A continuación se presenta el modelo teórico empleado para el cálculo de la carga térmica haciendo alusión a la composición de los cerramientos de la vivienda, así como un ejemplo de cálculo.

4. Carga Térmica

Podemos definir la carga térmica como la potencia térmica necesaria para proporcionar las condiciones de confort definidas reglamentariamente en función del uso del edificio y de la zona climática en la que se ubique.

La carga térmica se divide en dos aspectos. En primer lugar tenemos la carga térmica permanente, que representa la transferencia de calor entre el interior y el exterior del espacio climatizado, y en segundo lugar la carga dinámica, que está relacionado con la inercia térmica de los muros.

El marco de estudio de este proyecto entra en la temporada de calefacción de 2013-2014, por lo que la formulación y resultados obtenidos van en consecuencia. Durante la temporada de refrigeración, el método de cálculo, aunque similar, sería distinto.

La finalidad de la obtención de la carga térmica del edificio, es obtener un correcto dimensionamiento del sistema de producción de calor o frío. En nuestro caso, que la instalación ya existe, es comparar la demanda energética del edificio con el aporte del sistema.

A continuación analizaremos cada uno de los aspectos de la carga térmica del edificio.

4.1 Carga térmica en régimen permanente

La carga térmica permanente se obtiene a través de la expresión 4.1, de cuyos términos hablaremos en apartados sucesivos.

$$\dot{Q}_{Total\ Permanente} = \dot{Q}_{Transmisión} + \dot{Q}_{Ventilación} - \dot{Q}_{Interna} - \dot{Q}_{Externa} [ec. 4.1]$$

Los términos positivos, representan el calor que cede el espacio climatizado, mientras que los términos negativos representan el calor que absorbe el sistema.

4.1.1 Carga térmica de transmisión

La carga térmica de transmisión $\dot{Q}_{Transmisión}$, representa la potencia térmica transferida desde los espacios habitables del edificio hacia los no habitables y el exterior a través de su envolvente térmica.

Se calcula a través de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{Transmisión} = \sum U_i \cdot A_i \cdot (T_{interior} - T_i) [ec. 4.2]$$

Donde U_i es el coeficiente global de transferencia de calor de cada cerramiento en $W/K \cdot m^2$ y que se obtiene de la ecuación 4.3; A_i es el área de intercambio externa de cada cerramiento en m^2 ; $T_{interior}$ es la temperatura de confort en los espacios habitables que según el

RITE para la temporada de calefacción corresponde a 21°C; y T_i corresponde con la temperatura exterior, o del espacio no habitable correspondiente.

$$U_i = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{eq}} = \left(\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_{ext}} \right)^{-1} \quad [ec. 4.3]$$

Según la ecuación 3, U se calcula como el inverso del sumatorio de las resistencias térmicas entre el aire interior y el exterior, o lo que es lo mismo, la resistencia equivalente del circuito térmico R_{eq} . Las resistencias térmicas por convección internas y externas se han obtenido del Apéndice E de la Sección 1, Limitación de demanda energética, del Documento Básico HE Ahorro de Energía. Las resistencias térmicas de conducción se obtienen a través de la descripción de los distintos muros expuesta en las tablas de 4.1-8.

4.1.1.1 Fachada

Desde la tabla 4.1 hasta la 4.8, se pueden comprobar los elementos que conforman cada uno de los cerramientos del edificio.

En la primera columna se indica por orden los elementos que conforman el circuito térmico equivalente de cada cerramiento. La segunda indica el espesor e de cada elemento en mm, la tercera la conductividad térmica de cada material en W/m·K y la cuarta la resistencia térmica del elemento en m²·K/W.

Finalmente se indica la resistencia térmica equivalente del circuito R_{eq} , el coeficiente global de transferencia de calor U, y el área total de dicho cerramiento para todo el edificio.

Fachada	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Yeso	0,02	0,3	0,07
Cámara Aire	0,055		0,18
Poliestireno	0,04	0,04	1
Hormigón	0,19	0,5	0,38
C.H. Externa			0,04
		R_{eq} [m²·K/W]	1,80
		U [W/m²·K]	0,557
		A [m²]	72,53

[Tabla 4.1] Composición y datos del muro de fachada.

Nota sobre las tablas: C.H. y C.V. corresponden a Convección con flujo de calor Horizontal y Vertical correspondientemente. Interna y Externa se refieren al interior y exterior del edificio. As y Des, se refieren a flujos de calor ascendentes y descendentes.

La fachada se compone de yeso, una cámara de aire (cuya resistencia térmica puede obtenerse en función de su espesor en el código técnico), un material aislante de poliestireno y hormigón.

4.1.1.2 Espacio colindante

Aunque la composición del muro es la misma, las resistencias de convección del cerramiento que separa los espacios habitables, con el recinto de entrada no habitable son distintas y hay que tener en cuenta dicha variación.

Colindante	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Yeso	0,02	0,3	0,07
Cámara Aire	0,055		0,18
Poliestireno	0,04	0,04	1
Hormigón	0,19	0,5	0,38
C.H. Externa			0,13
R_{eq} [m²·K/W]			1,89
U [W/m²·k]			0,530
A [m²]			8,62

[Tabla 4.2] Composición y datos del muro que separa el espacio habitado con el no habitado.

4.1.1.3 Ventanas y puerta

Hay tres ventanas en el edificio, y para cada una de ellas se debe hacer distinción entre partes diferentes. La primera corresponde al propio acristalamiento de la ventana y que supone la mayor parte del conjunto. Dicho acristalamiento está compuesto por dos vidrios y una cámara de aire interna.

Acristalamiento	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Vidrio	0,004	0,95	0,004
Cámara Aire	0,004		0,14
Vidrio	0,004	0,95	0,004
C.H. Externa			0,04
R_{eq} [m²·K/W]			0,32
U [W/m²·k]			3,14
A [m²]			2,445

[Tabla 4.3] Composición y datos del acristalamiento.

Las otras dos partes corresponden a lo que llamamos marco interno y externo, que corresponden al marco de aluminio de la ventana. Su composición es la misma, salvo que varía el espesor en cada caso.

Marco interno	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Aluminio	0,052	204	0,000255
C.H. Externa			0,04
		R_{eq} [m²·K/W]	0,1703
		U [W/m²·k]	5,874
		A [m²]	1,215

[Tabla 4.4] Composición y datos del marco interno de la ventana.

Marco externo	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Aluminio	0,12	204	0,000588
C.H. Externa			0,04
		R_{eq} [m²·K/W]	0,1706
		U [W/m²·k]	5,862
		A [m²]	0,655

[Tabla 4.5] Composición y datos del marco externo de la ventana.

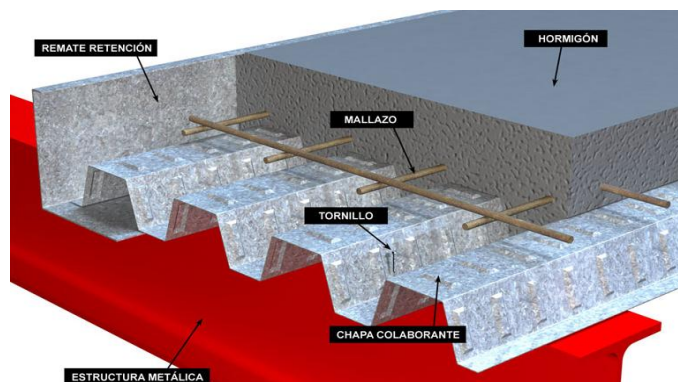
Además se debe tener en cuenta la puerta que separa la entrada del despacho.

Puerta	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.H. Interna			0,13
Contrachapado	0,04	0,14	0,286
C.H. Externa			0,13
		R_{eq} [m²·K/W]	0,546
		U [W/m²·k]	1,832
		A [m²]	1,808

[Tabla 4.6] Composición y datos de la puerta que separa el espacio habitado con el no habitado.

4.1.1.4 Techo

La estructura del techo es compleja ya que no cuenta con elementos puramente planos que la conformen, lo que dificulta el cálculo de la resistencia térmica equivalente del muro. Sin embargo, como aproximación, podemos hacer ciertas simplificaciones.



[Fig. 4.1.] Esquema de la composición real del techo.

En la tabla 4.7, se muestran los elementos que conforman el techo y sus dimensiones.

Composición Techo	e [m]	k [W/m·K]
Yeso	0,02	0,3
Cámara Aire	0,05	
Perfil IPE 160	0,16	58
Chapa colaborante de acero	0,07	58
Hormigón	0,12	0,5
Mallazo	-	58
Poliestireno	0,07	0,04
Lámina Bit.	0,01	0,19

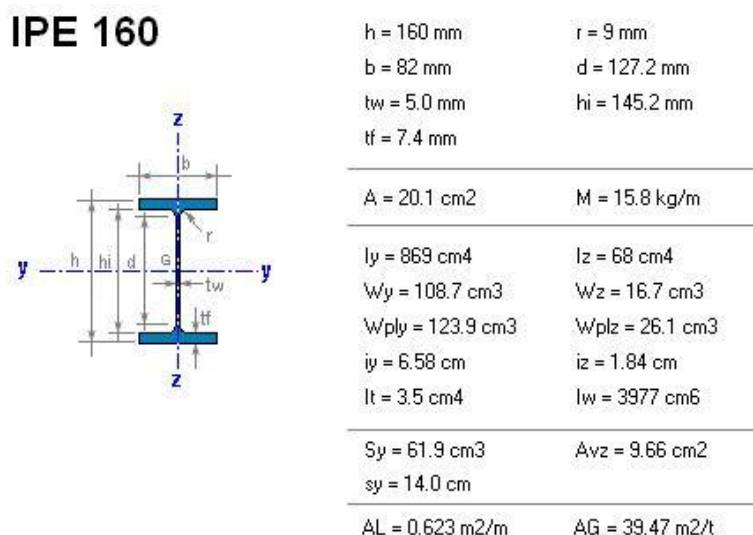
[Tabla 4.7] Composición del techo.

Entre los componentes encontramos el mallazo cuya misión es evitar las fisuras causadas por efectos de dilatación y contracción. Por otro lado las láminas bituminosas, o tela asfáltica se colocan para impermeabilizar el tejado frente a la climatología.

Al comprobar la composición del tejado, en primer lugar cabe decir que los perfiles IPE actúan como puentes térmicos, cuyo cálculo es complejo y del que prescindiremos como aproximación.

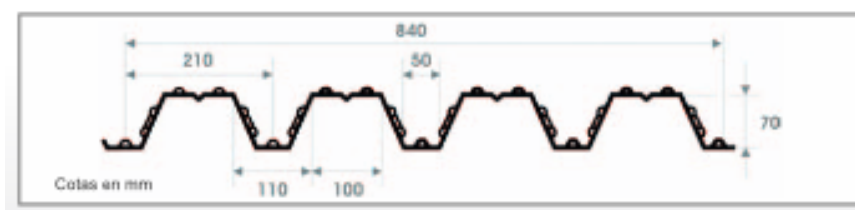
Como se aprecia en la figura 4.1, tanto la geometría del perfil como la de la chapa colaborante forman cámaras de aire que debemos tener en cuenta. La contribución misma del perfil, la chapa o el mallazo es pequeña, puesto que la conductividad del acero es muy alta y por tanto despreciamos sus términos.

En la figura 4.2 se pueden observar las dimensiones del perfil, y por tanto las de la cámara de aire que forma; obteniendo un espesor de 145,2 mm.



[Fig. 4.2] Dimensiones del perfil IPE 160.

En el caso de la chapa colaborante obtener un espesor de cámara de aire equivalente no es tan sencillo ya que solo se forma cámara por debajo de la chapa, puesto que por encima la cubre el hormigón.



[Fig. 4.3] Dimensiones de la chapa colaborante INCO 70.4.

Con los datos obtenidos en la figura 4.3, obtenemos que cada corrugación tiene unos 91 cm^2 de área. Esta área, dividida por el ancho de cada corrugación (840 mm por cada 4 corrugaciones), nos da un espesor equivalente de la cámara de aire de 43,3 mm. Análogamente, podemos calcular un espesor equivalente de hormigón que equivale a 26,6 mm.

Así pues, la composición equivalente del techo es la siguiente:

Techo	e [m]	k [W/m·K]	R [m ² ·K/W]
C.V. Interna As			0,1
Yeso	0,02	0,3	0,07
Cámara Aire	0,2385		0,659
Hormigón	0,1466	0,5	0,293
Poliestireno	0,07	0,04	1,75
Lámina Bit.	0,01	0,19	0,05
C.V. Externa As			0,04
		R_{eq} [m²·K/W]	2,96
		U [W/m²·k]	0,338
		A [m²]	35,328

[Tabla 4.8] Composición y datos del techo simplificado.

Para obtener la resistencia térmica de la cámara de aire equivalente, se ha considerado un problema de transferencia de calor con convección natural en una cavidad rectangular horizontal. Puesto que el recinto es cerrado, no se considera la existencia de un flujo forzado de aire.

Abordamos el problema para una temperatura exterior de -5°C, que fue la temperatura mínima registrada durante la temporada 2013-2014. Consideramos que la temperatura del aire en la cámara sea la media entre el exterior y el interior (21°C), obteniendo una $T_{\text{cámara}} = 8^{\circ}\text{C}$. Tomamos propiedades a 300 K, que pueden encontrarse en el Anexo 1.

Calculamos los números de Grashof y Rayleigh:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{\infty}) \cdot L^3}{\nu^2} = 1,21 \cdot 10^7 [ec. 4.4]$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = 8,58 \cdot 10^6 [ec. 4.5]$$

Donde g es la aceleración de la gravedad (9,8 m/s²); β es el inverso de la temperatura de las propiedades en K⁻¹; T_s es la temperatura superficial en K, en nuestro caso la superficie inferior estimada como la media entre la temperatura del aire y la temperatura interior; T_{∞} es la temperatura del aire en K; L es la longitud característica en m, en nuestro caso el espesor; ν es la viscosidad cinemática en m²/s; y Pr el n° de Prandtl.

$$Nu_{\text{cámara}} = \frac{h_{\text{cámara}} \cdot L}{k_{\text{aire}}} = 0,069 \cdot Ra^{1/3} \cdot Pr^{0,074} = 13,77 [ec. 4.6]$$

Obteniendo un coeficiente convectivo $h_{\text{cámara}}$ de 1,518 W/m²·K. Y por tanto una resistencia térmica de 0,659 m²·K/W.

4.1.1.5 Suelo

La transferencia de calor a través del suelo se obtiene siguiendo la norma propuesta en el Documento Básico HE Ahorro de Energía de 2009. Los valores de U_s se obtienen de la tabla E.3 del apéndice E de dicho documento, en la que se entra con dos parámetros, la resistencia del aislamiento y un parámetro B' que depende del área y el perímetro de la solera.

B'	R_a	D = 0.5 m					D = 1.0 m					D ≥ 1.5 m				
		R_a (m ² K/W)					R_a (m ² K/W)					R_a (m ² K/W)				
	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
5	0,85	0,69	0,64	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,54	0,51	0,49	0,64	0,55	0,50	0,47	0,44
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
≥20	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20

[Fig. 4.4] Tabla E.3. Transmitancia térmica U_s en W/m²·K.

Se considera una banda de aislamiento horizontal de poliestireno de 7 cm espesor y un ancho de 50 cm, obteniendo una resistencia de aislamiento R_a de 1,75 m²·K/W.

B' se calcula como el cociente entre el área de la solera y la mitad de su perímetro, obteniendo un valor de 2,88 m.

Con estos valores y accediendo a la tabla obtenemos un coeficiente de transferencia de calor U_s de 0,61 W/ m²·K. Siendo el área del suelo de 35,328 m².

4.1.2 Carga térmica de ventilación

Representa la potencia térmica necesaria para adecuar el flujo de aire proveniente del exterior a la temperatura de confort.

Se calcula con la expresión 4.4 cuyos términos son: La carga de renovación, que representa la reposición voluntaria de aire en las estancias según las exigencias del RITE para el tratamiento de aire; y la carga de infiltración que representa el flujo de aire que se inyecta en la estancia de forma involuntaria.

$$\dot{Q}_{Ventilación} = \dot{Q}_{Renovación} + \dot{Q}_{Infiltración} \text{ [ec. 4.4]}$$

La carga de renovación se calcula a través de la expresión 4.5 donde $n_{renovación}$ es el número de renovaciones del aire en la estancia por hora, en nuestro caso, para una vivienda estándar, se ha considerado una renovación por hora; $V_{estancia}$ es el volumen interior de los espacios habitables en m^3 , en nuestro caso $76,98 m^3$; ρ_{aire} es la densidad del aire en kg/m^3 ; y C_{p_aire} es el calor específico del aire en $kJ/kg \cdot K$. En condiciones normales, el aire tiene una densidad de $1,16 kg/m^3$ y un calor específico de $1007 J/kg \cdot K$.

$$\dot{Q}_{Renovación} = n_{renovación} \cdot V_{estancia} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p_aire} \cdot (T_{interior} - T_{exterior}) \text{ [ec. 4.5]}$$

Nota: Para que la ecuación 4.5 quede en sistema internacional, $n_{renovación}$ debe estar expresado en renovaciones por segundo.

Como se observa en la ecuación 4.6, la carga de infiltración se estima como un porcentaje de la carga de renovación. Se ha considerado una tasa de infiltración f del 25%.

$$\dot{Q}_{Infiltración} = f_{infiltración} \cdot \dot{Q}_{Renovación} \text{ [ec. 4.6]}$$

4.1.3 Carga térmica interna

Representa el calor generado por los ocupantes, la iluminación y el instrumental eléctrico.

Se calcula a través de la expresión 4.7.

$$\dot{Q}_{Interna} = \dot{Q}_{iluminación} + \dot{Q}_{ocupación} + \dot{Q}_{aparatos} \text{ [ec. 4.7]}$$

La carga de iluminación, está asociada al calor disipado por la iluminación de la estancia, generalmente, se toma un valor de potencia por metro cuadrado de planta según las condiciones del edificio (vivienda, local comercial, etc.).

La carga de ocupación representa el calor que liberan los cuerpos de las personas. Este calor se libera a través de los tres mecanismos de transferencia de calor, radiación sobre los muros, conducción, especialmente a través de los pies, y convección hacia el aire de la estancia. Un valor típico estimativo del calor disipado por las personas es de $100 W/persona$. De este

dato, el 60% corresponde a calor sensible y el resto a calor latente derivado de la transpiración del cuerpo.

Esta potencia se puede calcular según la expresión 4.8 como el producto del número de habitantes, el factor de ocupación de los habitantes y el calor generado por los seres humanos. En nuestro caso, se ha considerado una media de tres ocupantes, con un factor de ocupación del 30%.

$$\dot{Q}_{ocupación} = n_{habitantes} \cdot f_{ocupación} \cdot \dot{Q}_{persona} \text{ [ec. 4.8]}$$

Al igual que los ocupantes, los aparatos eléctricos disipan calor al ambiente, factor que en instalaciones como salas de servidores es crítica para el correcto dimensionado del sistema de climatización. Se calcula de forma análoga a la carga de ocupación, considerando el número de aparatos de cada clase, su factor de uso y la potencia eléctrica que consume el mismo.

$$\dot{Q}_{aparatos} = \sum n_{aparato} \cdot f_{uso} \cdot \dot{P}_{aparato} \text{ [ec. 4.9]}$$

4.1.4 Carga térmica externa

Representa la potencia térmica de origen solar que es absorbida por los espacios habitables a través de los muros. Debido a que en el período de calefacción esta componente minimiza la carga térmica total no se ha tenido en cuenta este término y se considera cero.

4.1.5 Ejemplo

A través del modelo de carga térmica presentado, vamos a calcular la carga térmica permanente para una temperatura exterior de -5°C , que corresponde aproximadamente con el mínimo registrado por la estación meteorológica del laboratorio en la temporada de calefacción 2013-2014.

Datos:

Conocemos la temperatura exterior. Por la normativa fijamos la temperatura interior y tomamos como hipótesis una temperatura de los espacios no habitados igual a la media entre la interior y la exterior, aunque como se verá es un dato que tiene poca influencia.

$$T_{\text{int}} = 21^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{ext}} = -5^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{col}} = (T_{\text{int}} + T_{\text{ext}})/2 = 8^{\circ}\text{C}$$

Los datos de los aparatos se pueden encontrar en el Anexo 2 del proyecto.

Por la ecuación 4.2, calculamos el calor transmitido por cada uno de los cerramientos.

Fachada	Colindante	Ventanas	Puerta	Techo	Suelo	TOTAL
1049,6 W	59,43 W	485 W	43 W	310,16 W	560,3 W	2507,5 W

[Tabla 4.9] Calor transmitido por cada cerramiento en el ejemplo.

En la tabla 4.10 se presenta desglosada la carga térmica total, calculada con la ecuación 4.1. La carga térmica de iluminación se ha incluido en la carga de los aparatos como se puede ver en el Anexo 2.

$Q_{\text{Transmisión}}$	$Q_{\text{Renovación}}$	$Q_{\text{Infiltración}}$	$Q_{\text{Ventilación}}$	$Q_{\text{Ocupación}}$	Q_{Aparatos}	Q_{Interna}	TOTAL
2507,5 W	650,2 W	162,5 W	812,8 W	90 W	542,75 W	632,75	2687,5 W

[Tabla 4.10] Carga térmica total permanente en el ejemplo.

Obtenemos pues para este ejemplo una carga térmica permanente de 2687,5 W.

4.2 Carga térmica en régimen dinámico

Los materiales que componen los distintos cerramientos de la vivienda tienen dos funciones. En primer lugar la de oponerse a la transferencia de calor, caso que ya se ha estudiado durante el estudio de la carga térmica permanente; y en segundo lugar, con su capacidad de almacenar calor, su inercia térmica.

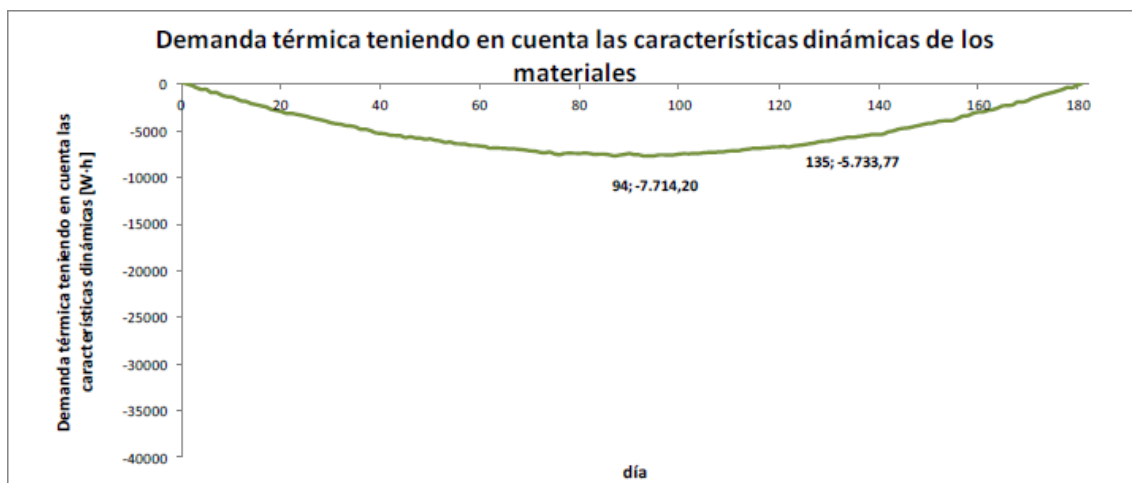
La inercia térmica representa dos conceptos, la cantidad de calor que puede mantener un cuerpo y la velocidad con la que el mismo varía sus condiciones térmicas. A través de un buen uso de la capacidad de los materiales para preservar su energía térmica, puede disminuirse el consumo energético de una vivienda.

El cálculo de la demanda dinámica es complejo, sin embargo, a través del proyecto de fin de grado “Demanda de Calefacción en Régimen Permanente y Dinámico: Especificación de la Bomba de Calor” de Ana España Díaz, conocemos para nuestro edificio una buena estimación de la demanda energética dinámica para cada día de la temporada.

Los resultados presentados en dicho proyecto muestran que la variación de las condiciones térmicas durante la noche, conlleva en un incremento de energía que deberemos satisfacer. El incremento en la demanda energética sigue una función parabólica que depende del día de la temporada (desde el 1 de Noviembre hasta el 30 de Abril) y cuyo máximo se encuentra en el día central de la temporada (día 91, correspondiente al 30 de Enero). La función de la demanda dinámica corresponde con la ecuación 4.10.

$$D_{din}(d) = -1.0277 \cdot 10^{-3} \cdot (d - 91)^2 + 7.72345 [kWh] \text{ [ec. 4.10]}$$

En la figura 4.5 se muestran los resultados sobre la demanda dinámica del proyecto de Ana España Díaz. Hay que aclarar que en su proyecto se considera la carga térmica, y por tanto la demanda energética para el período de calefacción con signo negativo mientras que en este proyecto se han considerado valores positivos.

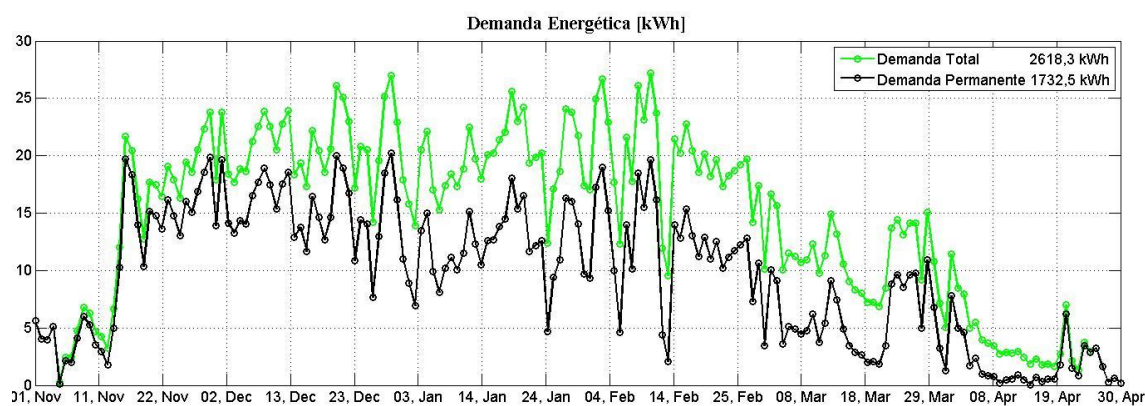


[Fig. 4.5] “Demanda térmica teniendo en cuenta exclusivamente las características térmicas dinámicas de los materiales.”

Podemos aplicar el modelo teórico de la carga permanente expuesto en el epígrafe anterior a lo largo de cada día de la temporada usando los datos de temperatura exterior medidos. De este modo podemos obtener la demanda energética permanente de cada día, hallando el área bajo la curva de potencia entre el período de duración de la jornada (7 h.-20 h.).

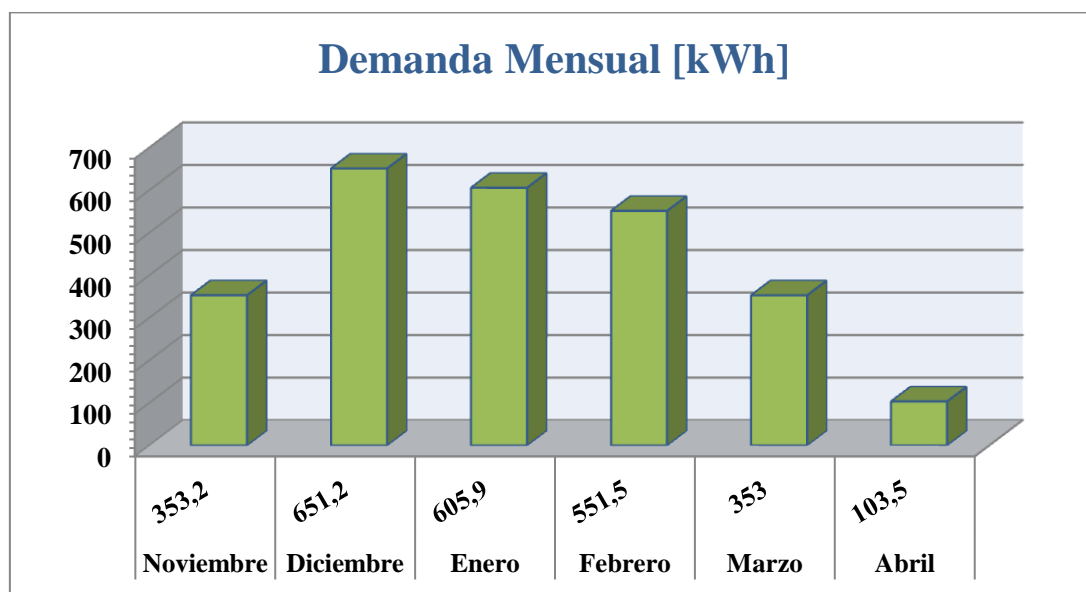
Asimismo, utilizando la ecuación 4.10, podemos obtener la demanda dinámica para cada día de la temporada.

Sumando ambos términos para cada día obtenemos la demanda total de la temporada, tal y como se puede ver en la figura 4.6. La demanda permanente de la temporada fue de 1732,5 kWh mientras que la total de 2618,3, por lo que la permanente correspondió con un 66,17% del total.



[Fig. 4.6] Evolución de la Demanda Energética a lo largo de la temporada 2013-2014.

En la figura 4.7 se presenta la demanda energética de cada mes de la temporada. Para la temporada 2013-2014, el mes cuya demanda energética fue superior correspondió a Diciembre con una demanda de 651,2 kWh, un 24,9% de la demanda total de la temporada.



[Fig. 4.7] Demanda mensual de la temporada.

Capítulo 5:

Modelo Teórico-Experimental del Intercambiador de Calor

Resumen:

En este capítulo se desarrolla el modelo teórico-experimental de los intercambiadores de calor para calcular sus parámetros de operación y se propone una validación teórica de los resultados.

5. Modelo Teórico-Experimental del Intercambiador de Calor

En esta sección se estudia el comportamiento del intercambiador de calor. En vista de los resultados se propondrá un modelo que se ajuste a los datos experimentales.

5.1 Coeficiente global de transferencia de calor experimental (U_{exp})

A través de los datos medidos experimentalmente, podemos conocer la potencia transmitida Q a través de la expresión siguiente:

$$Q = \dot{m}_{agua} \cdot C_{agua} \cdot (T_{in} - T_{out}) = \dot{m}_{aire} \cdot C_{P_{aire}} \cdot (T_{sa} - T_{ea}) \quad [ec. 5.1]$$

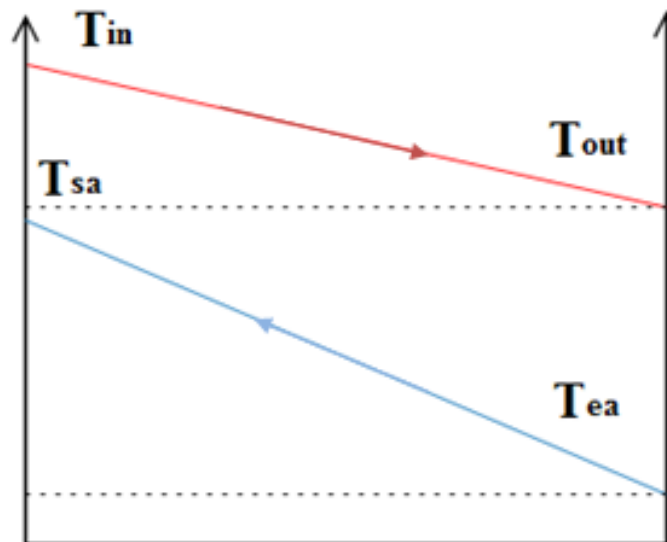
Además, sabemos que para un intercambiador de calor de flujo cruzado, el calor transmitido cumple la siguiente expresión:

$$Q = F \cdot U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{LM} \quad [ec. 5.2]$$

Donde F [$0 \leq F \leq 1$] es un coeficiente de corrección respecto al flujo en contracorriente; U_0 es el coeficiente global de transferencia de calor referido al área externa total del intercambiador; A_0 es el área externa total del intercambiador compuesta por el tubo libre de aletas más la superficie de las aletas; y ΔT_{LM} es la temperatura media logarítmica definida en la ecuación 5.3 para un flujo en contracorriente tal y como se ve en la figura 5.1.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{in} - T_{sa}) - (T_{out} - T_{ea})}{\ln\left(\frac{T_{in} - T_{sa}}{T_{out} - T_{ea}}\right)} \quad [ec. 5.3]$$

Donde T_{in} y T_{out} son las temperaturas de alimentación y salida del agua, y T_{ea} y T_{sa} son la temperatura de entrada del aire, o temperatura interior, y la temperatura de salida del aire.

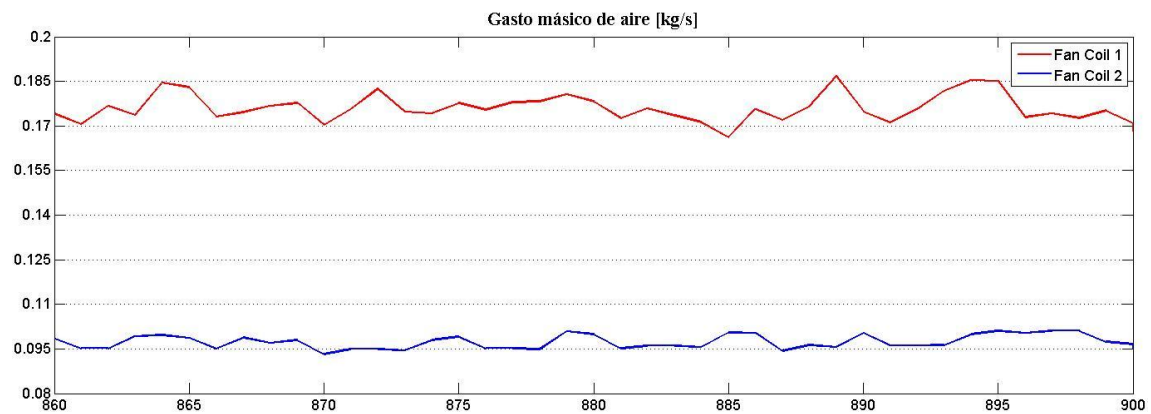


[Fig. 5.1] Evolución de la temperatura en el intercambiador de calor.

Conocemos las dimensiones del intercambiador (A_0), y a través de los datos experimentales conocemos para cada unidad *fan coil* su T_{in} , T_{out} , y T_{ea} , así como el caudal de agua. Con el caudal de agua y las temperaturas de entrada y salida y a través de la ecuación 5.1, conocemos el calor total intercambiado.

Para conocer el gasto másico de aire, para cada *fan coil*, tomamos datos durante el régimen permanente y aplicando para cada instante la ecuación 5.1, podemos despejar el gasto másico de aire medio que nos servirá para simular el resto. Puesto que no conocemos la temperatura de salida del aire T_{sa} , debemos tomar una hipótesis sobre esta. Se ha observado que T_{sa} fluctúa en torno a medio grado por debajo de T_{out} durante el régimen permanente, por lo que esa es la consideración tomada.

En la figura 5.2 se ve el gasto másico obtenido con los datos del 02/02/2014, entre las 14:30 y las 15:00. Se obtiene así $m_{aire_1} = 0,183 \text{ kg/s}$ y $m_{aire_2} = 0,103 \text{ kg/s}$.



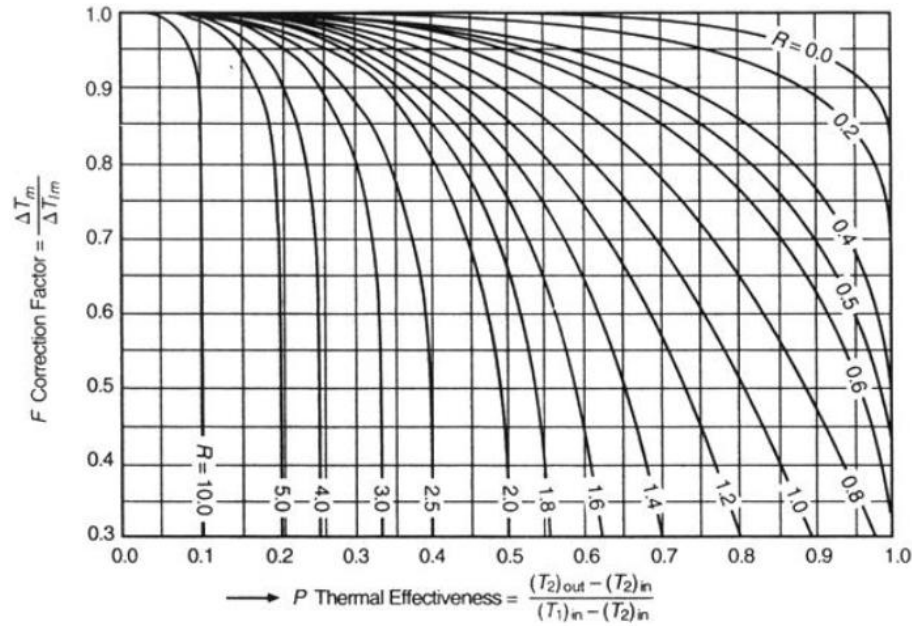
[Fig. 5.2] Gasto másico de aire 02/02/2014 [14:30-15:00]

Nota: El eje de abscisas corresponde con el tiempo en minutos para todas las gráficas de resultados expuestas en este capítulo. Las medidas presentadas son tomadas cada minuto.

Para el cálculo de F , se ha empleado la gráfica F en función de P para intercambiadores cruzados no mezclados que se muestra en la figura 5.3 obtenido del libro Incropera, considerándola una buena aproximación. Para obtener F debemos calcular los parámetros P y R definidos en las ecuaciones 5.4 y 5.5 para el fluido caliente (agua).

$$P_{agua} = \frac{T_{out} - T_{int}}{T_{ea} - T_{int}} \text{ [ec. 5.4.]} ; \quad R_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot C_{agua}}{\dot{m}_{aire} \cdot C_{P_{aire}}} \text{ [ec. 5.5]}$$

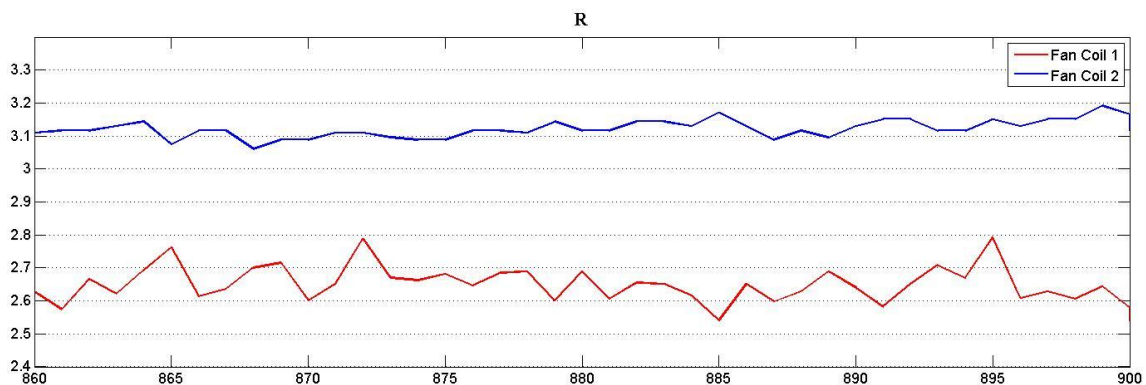
Siendo P la efectividad térmica del intercambiador, que representa el calor transmitido, respecto al máximo calor transmitido posible; o lo que es lo mismo, la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida de un fluido respecto a la máxima diferencia de temperaturas que podría experimentar, es decir, la diferencia entre las temperaturas de entrada de cada uno de los fluidos. El parámetro R corresponde con el cociente entre las capacidades caloríficas de los fluidos que atraviesan el intercambiador de calor.



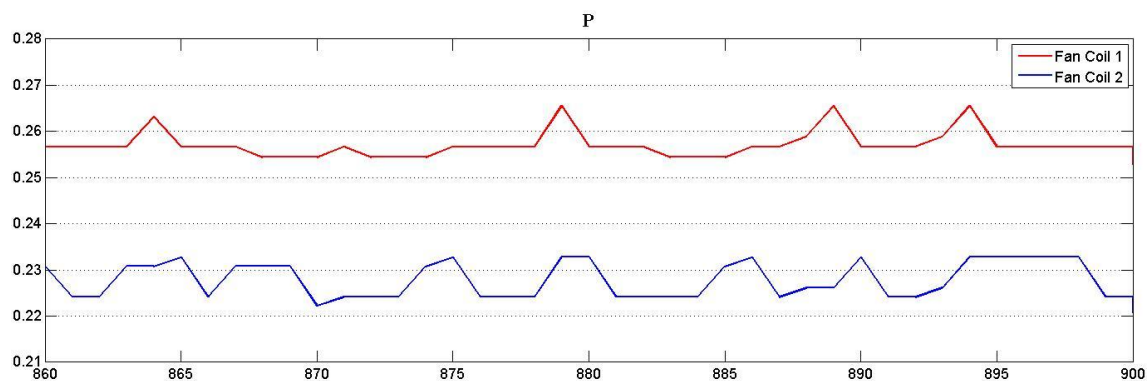
[Fig. 5.3] Factor de corrección F para intercambiadores cruzados no mezclados.

En las figuras 5.4 y 5.5 se puede ver para el mismo período de medidas la evolución de R y P para ambos intercambiadores. Así obtenemos unos valores medios de $P_1 = 0,26$; $P_2 = 0,23$; $R_1 = 2,72$; y $R_2 = 3,2$.

Entrando en la gráfica de la figura 5.3 con dichos valores obtenemos unos valores de F muy similares para ambos intercambiadores, aproximadamente $F_1 = 0,93$ y $F_2 = 0,94$. Durante el régimen transitorio los valores de P y R varían ligeramente, sin embargo el factor F apenas cambia, por lo que lo consideraremos constante.



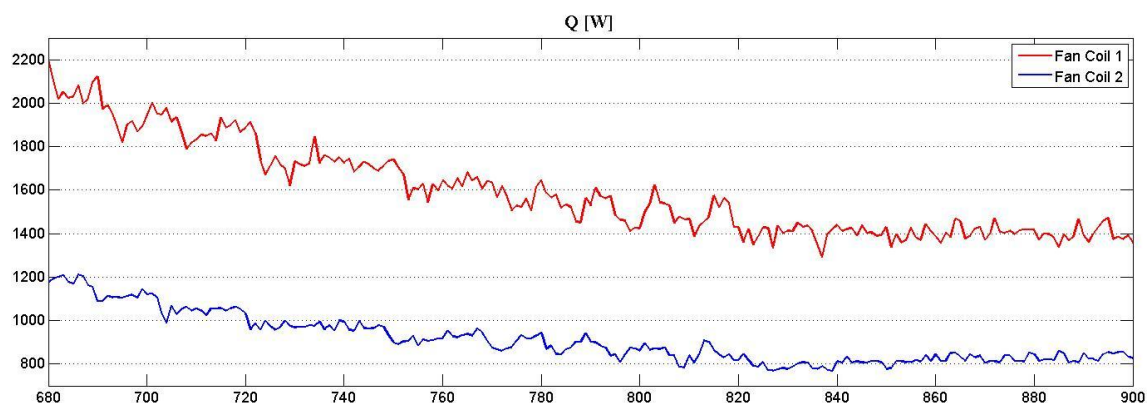
[Fig. 5.4] Parámetro adimensional R 02/02/2014 [14:30-15:00]



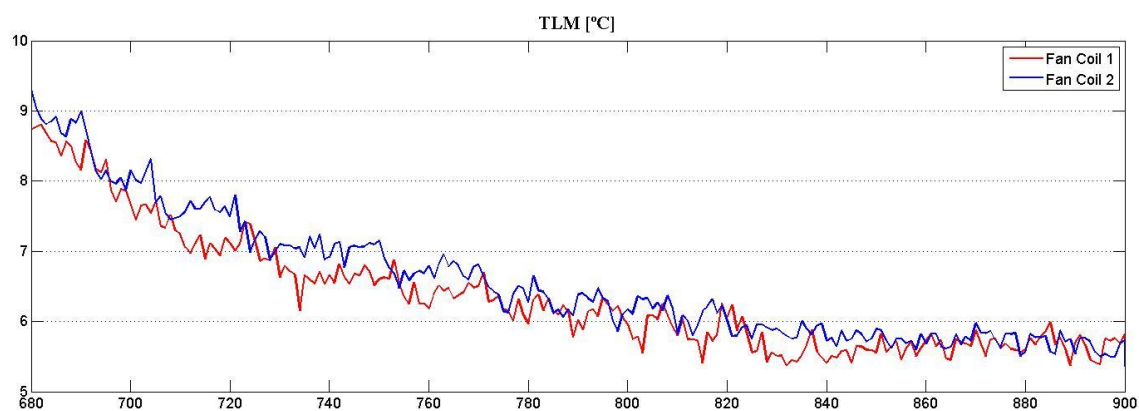
[Fig. 5.5] Parámetro adimensional P 02/02/2014 [14:30-15:00]

Una vez obtenido \dot{m}_{aire} , podemos calcular para cada instante T_{sa} , despejándola de la ecuación 5.1. Conocida T_{sa} podemos calcular ΔT_{LM} , y por tanto despejar U_0 de la ecuación 5.2. Esta U_0 calculada con datos experimentales la llamamos U_{exp} .

En las figuras 5.6 y 5.7 se muestran el calor intercambiado por cada uno de los *fan coil* medido experimentalmente, y la temperatura media logarítmica calculada a través de la metodología propuesta entre las 11:30 y las 15:00 del mismo día.

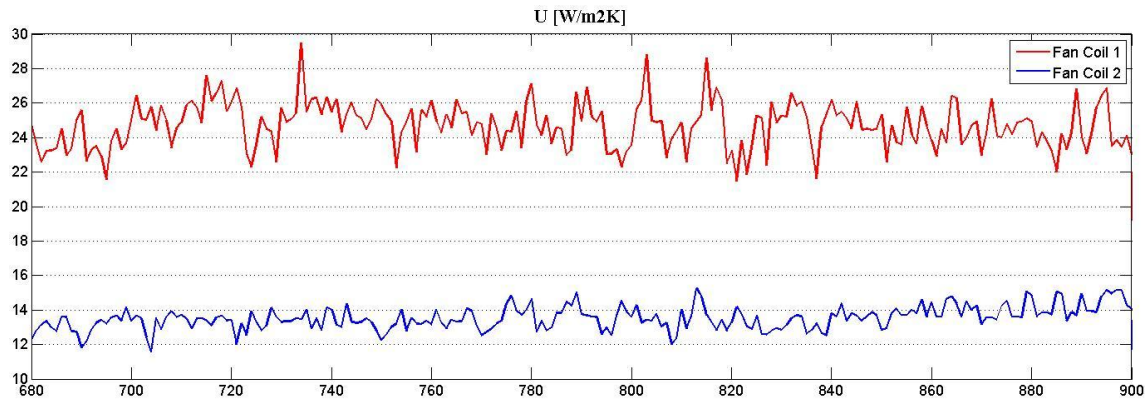


[Fig. 5.6] Calor intercambiado 02/02/2014 [11:30-15:00]



[Fig 5.7] Temperatura media logarítmica 02/02/2014 [11:30-15:00]

Así, el coeficiente global de transferencia de calor para cada intercambiador se presenta en la figura 5.8.



[Fig. 5.8] Coeficiente global de transferencia de calor 02/02/2014 [11:30-15:00]

Se observa que para el intercambiador que hemos denominado número uno hay una importante variación debido a la fluctuación que se observa en el calor intercambiado como se ve en la figura 5.6.

Obtenemos pues un coeficiente global de transferencia de calor medio $U_{\text{exp}_1} = 24,8$ $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ y $U_{\text{exp}_2} = 13,59$ $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

5.2 Coeficiente de convección externo experimental (h_{ext})

Para un intercambiador de calor con aletas, la expresión general para el cálculo de U_0 queda determinada por la ecuación 5.6 que se puede encontrar en el libro “Ingeniería del ámbito térmico. James L. Threlkeld 1973”.

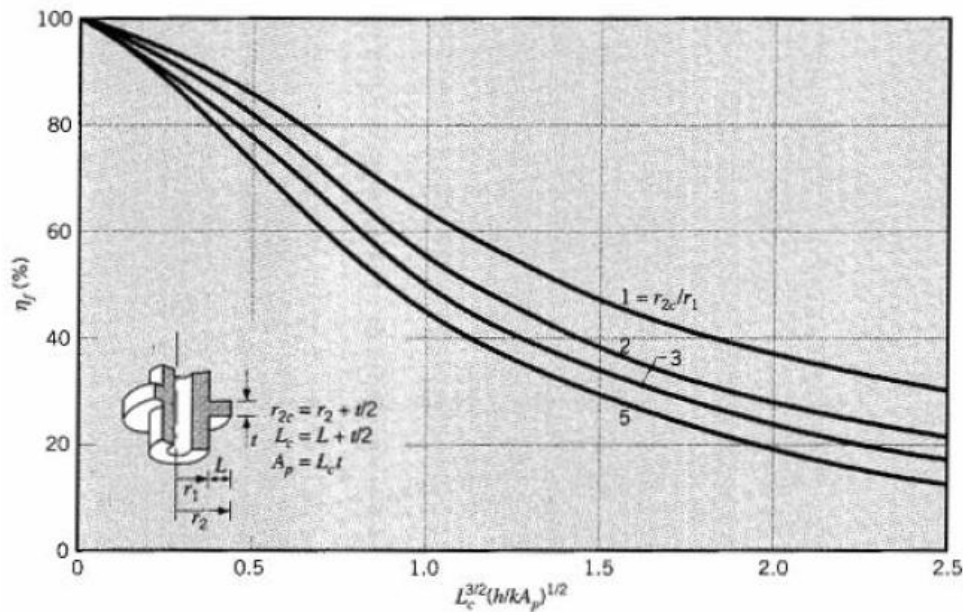
$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_{int} \cdot h_{int}} + \frac{A_0 \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot k_{tubería}} + \frac{1 - \phi}{h_{ext} \cdot \left(\frac{A_{ext}}{A_{aletas}} + \phi\right)} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad [ec. 5.6]$$

Donde A_{int} es el área interna de los tubos; h_{ext} y h_{int} los coeficientes de convección externo e interno; D_{ext} y D_{int} los diámetros externo e interno de los tubos; L_{tubo} la longitud total de los tubos; $k_{tubería}$ la conductividad del tubo; ϕ el rendimiento de las aletas; A_{ext} el área externa de los tubos, sin contar las aletas; y A_{aletas} el área total de las aletas.

Como se vio en el epígrafe 3.3.3.1 sobre la geometría del intercambiador, las aletas del intercambiador son placas rectangulares que son atravesadas por los tubos; de nuevo en “Ingeniería del ámbito térmico. James L. Threlkeld 1973”, se muestra que para esta disposición, se pueden considerar aletas anulares con un radio equivalente R_{eq} . Así, con los datos de S_T y S_L dados en el capítulo 3, se obtiene un radio equivalente $R_{eq} = 14$ mm.

$$R_{eq} = \sqrt{\frac{(S_T \cdot S_L)}{\pi}} \quad [ec. 5.7]$$

Conocido el radio equivalente y estimando el coeficiente de convección, podemos calcular el rendimiento de las aletas a través del gráfico correspondiente a aletas anulares que puede observarse en la figura 5.9.



[Fig. 5.9] Rendimiento en aletas anulares.

Aún no conocemos el coeficiente de transferencia de calor por convección externo, por lo que no podríamos determinar el rendimiento de las aletas, sin embargo, considerando $h_{ext} = 20 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el rendimiento obtenido es aproximadamente de 0,95. Este resultado será fiable si el h_{ext} calculado es del mismo orden de magnitud, por lo que se comprobará.

Así pues, solo queda por determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección interno h_{int} para obtener h_{ext} .

5.2.1 Flujo Interno

El caudal de agua en los *fan coil* toma valores en torno a los 4,5 l/min. Vamos a determinar h_{int} para dicho valor. Para ello en primer lugar deberemos calcular el número de Reynolds, dado por la ecuación 5.8.

$$Re_{int} = \frac{\rho_{agua} \cdot v_{int} \cdot D_{int}}{\mu_{agua}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{int}}{\pi \cdot D_1 \cdot \mu_{agua}} \quad [ec. 5.8]$$

Donde ρ_{agua} es la densidad del agua en kg/m^3 ; v_{int} la velocidad del fluido en cada tubo del intercambiador en m/s; D_1 es el diámetro interno en m; μ_{agua} es la viscosidad dinámica del agua en Pa·s; y \dot{m}_{int} es el gasto másico de agua en kg/s.

Tomamos propiedades del agua a 310 K y obtenemos $Re_{int} = 3888 > 2300$, por lo que el flujo es turbulento.

Ahora debemos comprobar si se trata de una región de entrada. En el caso de flujo turbulento, el final de la región de entrada térmica e hidrodinámica es la misma y equivale a diez veces el diámetro, es decir 8,9 cm. Puesto que cada tubo tiene cerca de 6 m de longitud la región de entrada equivale a un 1,5% del total y podemos despreciarla.

Así pues consideramos flujo turbulento completamente desarrollado, con $Re_{int} > 3000$. Podemos aplicar la correlación de Gnielinski hallada en el Cengel, y dada por la expresión 5.9.

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{k_{agua}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_{int} - 1000) \cdot Pr_{agua}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Pr_{agua}^{2/3} - 1)} \quad [ec. 5.9]$$

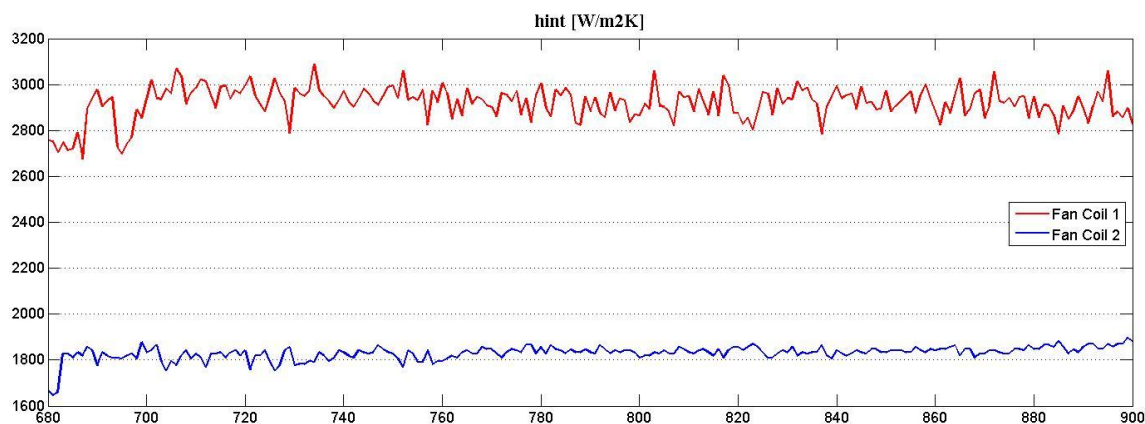
Donde f es el factor de fricción de Petukov, calculado con la expresión 5.10; y Pr_{agua} es el número de Prandtl del agua.

$$f = \sqrt{0.79 \cdot \ln(Re_{int}) - 1.64}^{-1} \quad [ec. 5.10]$$

Obtenemos así un coeficiente de convección interno $h_{int} = 1872 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

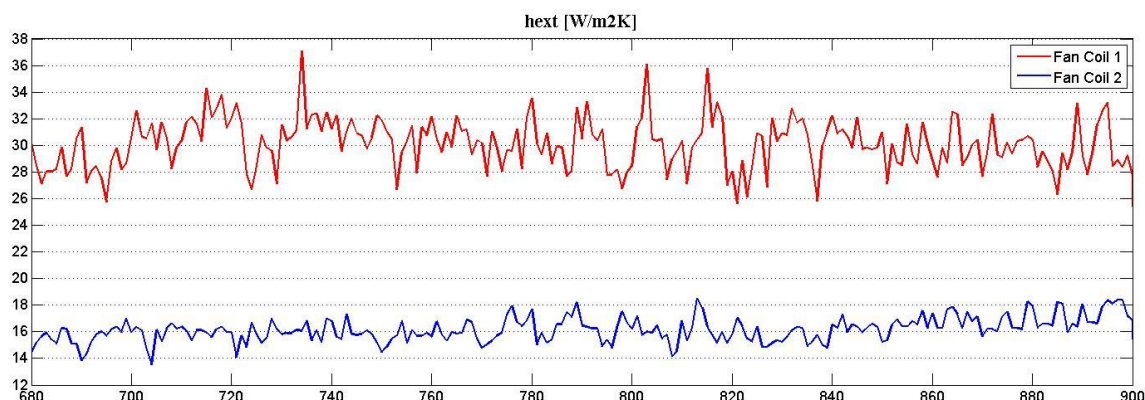
Podemos asegurar por la experiencia, que el coeficiente de transferencia de calor por convección interno es dos órdenes de magnitud superior al externo, por lo que su influencia en el cálculo de U_0 será muy pequeña.

Si generalizamos el cálculo para un período de funcionamiento, obtenemos los resultados de la figura 5.10. De estos datos podemos obtener un coeficiente de convección interno medio $h_{int_1} = 2932 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y $h_{int_2} = 1838 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.



[Fig. 5.10] Coeficiente de convección interno h_{int} 02/02/2014 [11:30-15:00]

Ya conocemos todas las variables implicadas, por lo que podemos calcular h_{ext} a través de la ecuación 5.6 con un proceso iterativo.



[Fig. 5.11] Coeficiente de convección externo h_{ext} 02/02/2014 [11:30-15:00]

Finalmente obtenemos para cada *fan coil* su coeficiente h_{ext} como se ve en la figura 5.11. De estos resultados se extraen unos coeficientes de convección externos medios $h_{ext_1} = 30,22 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y $h_{ext_2} = 16,22 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Regresando al modelo de las aletas, observamos que el rendimiento obtenido inicialmente, obtenido de la figura 5.9 es válido, ya que los coeficientes de convección obtenidos son del mismo orden de magnitud.

5.3 Validación de los resultados

Antes de concluir este capítulo, se ha considerado necesario aportar un modelo teórico que valide los resultados obtenidos experimentalmente.

5.3.1 Coeficiente de convección externo teórico (h_{ext_teo})

Se ha buscado en la bibliografía un método para obtener un coeficiente de convección externo teórico semejante al que hemos obtenido por métodos experimentales.

Así, encontramos en el libro “Compact Heat Exchangers” de W.M. Kays and A. L. London en la figura 100 para el tipo de superficie 8.0 – 3/8T un gráfico de f y $St \cdot Pr^{2/3}$ frente a Re . Donde f es el factor de fricción; St el número de Stanton definido en la expresión 5.11; Pr , el número de Prandtl del fluido externo; y Re el número de Reynolds externo cuya expresión se da en la ecuación 5.12.

$$St = \frac{h_{ext}}{\rho_{aire} \cdot v_{ext} \cdot c_{p_{aire}}} = \frac{Nu_{ext}}{Re_{ext} \cdot Pr} [ec. 5.11]$$

Donde ρ_{aire} es la densidad del aire en kg/m^3 ; v_{ext} la velocidad del fluido en m/s ; c_p el calor específico del aire en $J/kg \cdot K$; y Nu_{ext} es el número de Nusselt definido en la ecuación 5.13.

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{aire} \cdot v_{ext} \cdot D_{ext}}{\mu_{aire}} [ec. 5.12]$$

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} \cdot D_{ext}}{k_{aire}} [ec. 5.13]$$

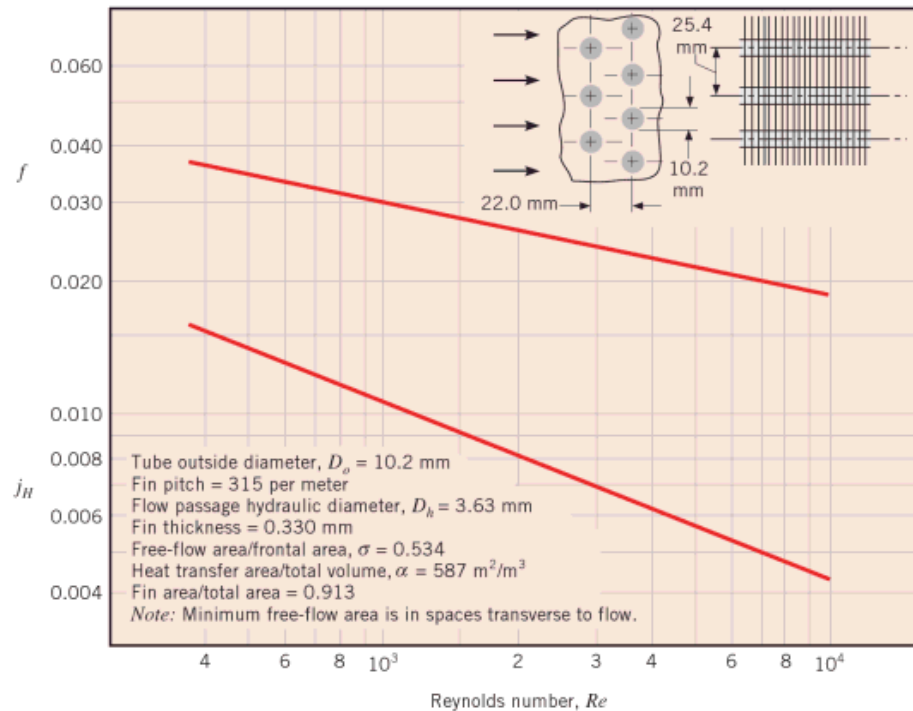
En primer lugar debemos calcular la velocidad del aire en el intercambiador. Para ello empleamos la ecuación 5.14 para obtener la velocidad a partir del gasto másico experimental calculado.

$$v_{ext} = \frac{m_{aire}}{\rho_{aire} \cdot A} [ec. 5.14]$$

Donde A es el área frontal del intercambiador mencionada en el epígrafe 3.3.3 del capítulo 3 sobre las unidades *fan coil*.

A través de los gastos másicos medios obtenidos en el epígrafe 5.1 obtenemos para cada intercambiador las velocidades $v_{ext_1} = 1,57$ m/s y $v_{ext_2} = 0,87$ m/s.

Para dichas velocidades obtenemos los números de Reynolds $Re_{ext_1} = 1056$ y $Re_{ext_2} = 584$.



[Fig. 5.12] “Heat transfer and friction factor for a circular tube-continuous fin heat exchanger, surface 8.0-3/8 T from Kays and London.”

Entrando con dichos valores en la figura 5.12, donde al término $St \cdot Pr^{2/3}$ lo llama j_H , obtenemos $j_{H_1} = 0,011$ y $j_{H_2} = 0,014$. Y despejando Nu_{ext} de la ecuación 5.11 obtenemos $Nu_{ext_1} = 10,35$ y $Nu_{ext_2} = 7,28$.

Por último, despejamos de la ecuación 5.13 el coeficiente convectivo externo y obtenemos $h_{ext_teo_1} = 25,44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $h_{ext_teo_2} = 17,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

5.3.2 Coeficiente global de transferencia de calor teórico (U_{0_teo})

Una vez obtenido el coeficiente de convección externo teórico, nos valemos de nuevo de la ecuación 5.6 para calcular el coeficiente global de transferencia de calor introduciendo los h_{ext} teóricos obtenidos.

El resto de los datos no geométricos los mantendremos constantes. Por un lado el rendimiento de las aletas, que no se ve apenas afectado por los cambios. Y por otro, el coeficiente convectivo interno medio obtenido en el apartado 5.2.1 de forma teórica.

Con estas consideraciones obtenemos $U_{teo_1} = 21,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $U_{teo_2} = 14,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Valores que frente a $U_{exp_1} = 24,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $U_{exp_2} = 13,59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ obtenidos experimentalmente. La variación porcentual es para el primer intercambiador del 13,9% mientras que para la del segundo intercambiador asciende al 9% que entra en el margen de error de las correlaciones que habitualmente encontramos en la literatura.

Capítulo 6:

Resultados Experimentales

Resumen:

Este capítulo muestran los resultados de las mediciones tomadas durante el trabajo experimental. Se ofrecen los resultados para tres días característicos y resultados globales para toda temporada.

6. Resultados Experimentales

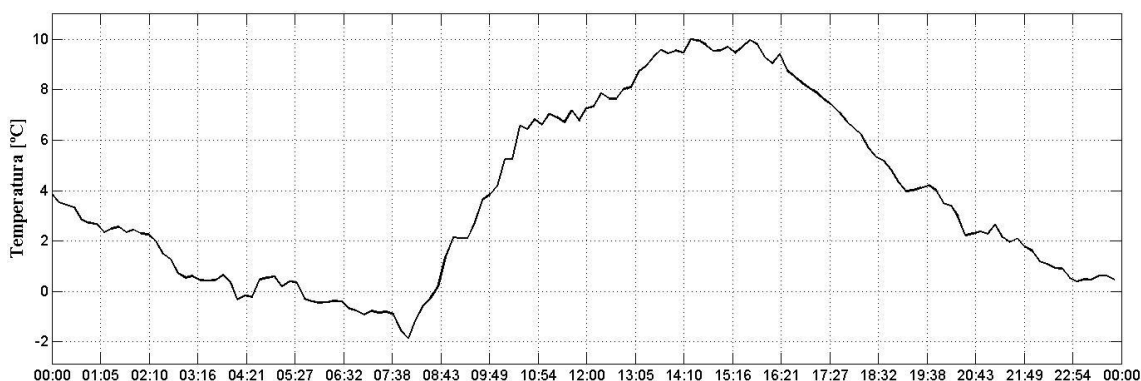
A continuación se mostrarán los resultados obtenidos de las mediciones a lo largo del día para tres días característicos de la temporada, y los valores diarios para toda la temporada de calefacción 2013-2014.

6.1 Días representativos

Se han seleccionado tres días representativos para observar el comportamiento de la instalación correspondientes a un día frío, uno templado y otro cálido. Como se indicó en el capítulo 3, la bomba de calor puede estar alimentada bien por la red, o bien por la instalación fotovoltaica. De los días seleccionados, dos corresponden a días en que la bomba de calor fue alimentada exclusivamente con la instalación fotovoltaica y el otro fue un día mixto.

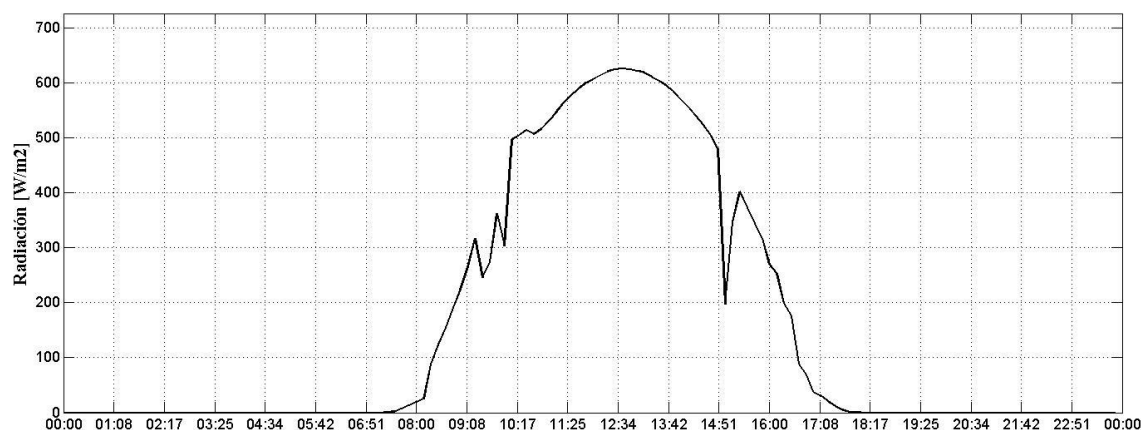
6.1.1 Día Frío: 02/02/2014

El día 2 de Febrero corresponde con uno de los días más fríos de la temporada alcanzando una temperatura mínima de $-1,86^{\circ}\text{C}$ hacia las 8:00 a.m. La temperatura máxima durante el día fue de 10°C .



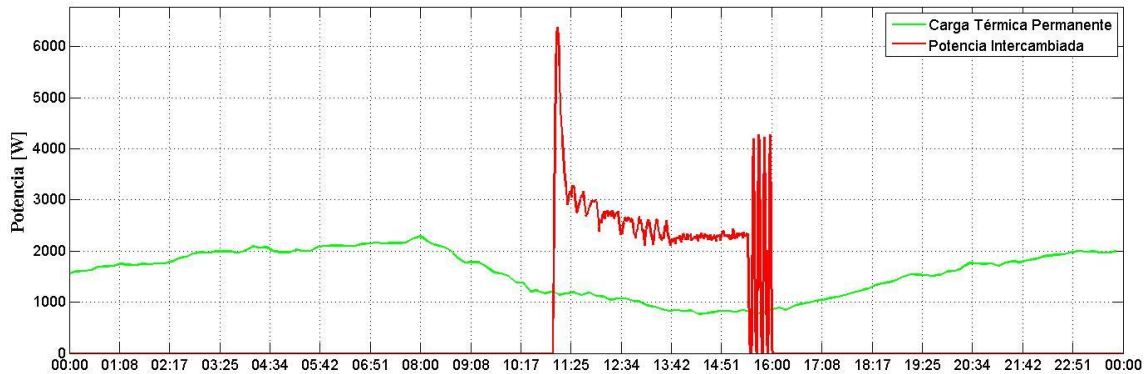
[Fig. 6.1] 02/02/2014 Temperatura exterior.

En la figura 6.2 se puede apreciar que el día fue despejado, a excepción de algunas mediciones que indican ligeras nubes.



[Fig. 6.2] 02/02/2014 Radiación sobre el plano horizontal.

En la figura 6.3 podemos observar la evolución de la carga térmica permanente a lo largo del día, así como la potencia suministrada por los *fan coil*. La potencia intercambiada se obtiene a través de la medida del caudal y las temperaturas de entrada y salida del fluido térmico en el circuito.



[Fig. 6.3] 02/02/2014 Potencias. Día frío.

Observamos que durante el período de funcionamiento de la bomba de calor, la potencia intercambiada está por encima de la carga térmica permanente. Esto se debe a dos efectos. En primer lugar, debemos considerar que existe una demanda dinámica ya descrita en el Capítulo 4, y que esta conlleva una demanda energética adicional. En segundo lugar, se ha propuesto un método de almacenamiento térmico empleando la inercia del propio edificio, por lo que la energía suministrada a lo largo del día permita mantener la estancia caliente durante un tiempo después de desconectar la bomba de calor.

La carga máxima permanente fue de 2,28 kW. La demanda permanente de la jornada (7h-20h) fue de 17,26 kWh. Acudiendo a la ecuación 4.10 obtenemos una demanda dinámica de 7,72 kWh, y por tanto, la demanda total alcanzó los 24,98 kWh tal y como se puede comprobar en la figura 4.6.

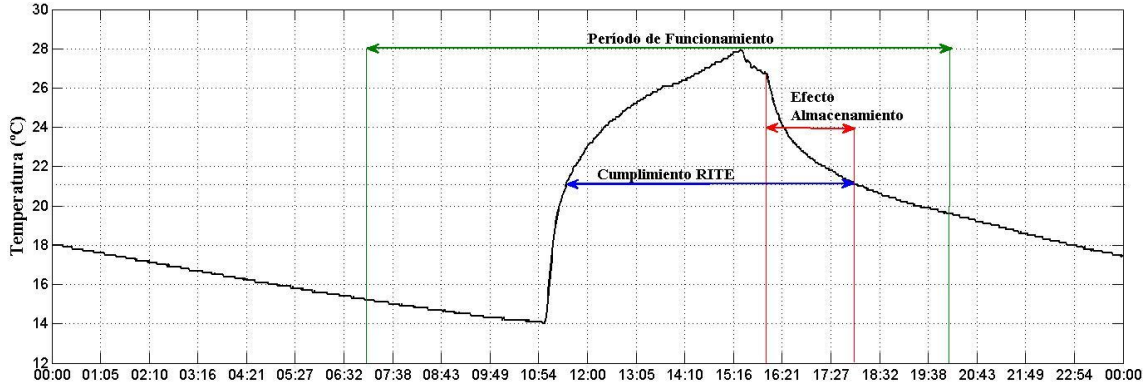
En el TFG de Ana España, “Demanda de Calefacción en Régimen Permanente y Dinámico: Especificación de la Bomba de Calor” se sugiere que la demanda dinámica adicional se supla durante las primeras cuatro horas de funcionamiento de la bomba. Si consideramos que se satisface dicha demanda por igual durante dichas cuatro horas, la carga térmica dinámica adicional es de 1,93 kW. Así, por ejemplo, comprobamos que a las 11:30 h., la carga permanente es de 1,17 kW que sumada a la carga dinámica obtenemos una carga total de 3,1 kW. En ese momento, la potencia suministrada por el circuito es de 3,27 kW, valor ligeramente superior a la carga térmica total.

La alimentación eléctrica fue puramente fotovoltaica, arrancando la bomba de calor a las 11:00 h de la mañana. A las 15:07 la producción eléctrica es demasiado baja como para alimentar la bomba, sucediéndose intervalos de apagado y encendido. Finalmente el sistema llega a suministrar 12,38 kWh térmicos en unas cinco horas.

En la figura 6.4 se observa la evolución en la temperatura interior. La temperatura interior máxima alcanzada fue de 27,9 °C, casi siete grados por encima de los 21°C que indica el RITE. Esto se debe a que como se ha mencionado previamente, en este caso se ha propuesto que el almacenamiento se obtenga a través de la inercia térmica del edificio, consiguiendo que una vez

se desconecta definitivamente la bomba, se mantenga una temperatura interior por encima de la temperatura mínima de confort.

Así, se busca que la bomba de calor suministre toda la energía posible al sistema y obtener un efecto de almacenamiento lo más duradero posible, que dependerá de la temperatura exterior.



[Fig. 6.4] 02/02/2014 Temperatura interior.

Comprobamos que para este día no se satisfizo la demanda del edificio y, puesto que la alimentación fue puramente fotovoltaica, podemos decir que la fracción solar FS, determinada por la expresión 6.1 fue del 49,56%.

$$FS = \frac{E_{Fotovoltaica}}{D_{Total}} \cdot 100 \text{ [ec. 6.1]}$$

Donde $E_{Fotovoltaica}$ es la energía térmica suministrada al edificio por la instalación cuando la bomba de calor es alimentada por el campo fotovoltaico en kWh; y D_{Total} es la demanda energética total del edificio durante la jornada (7 h.-20 h.) en kWh.

Otra definición de la fracción solar la encontramos en la ecuación 6.2, donde en lugar de tener en cuenta los términos energéticos, empleamos el cociente entre el período en el que se alcanzan o superan las condiciones térmicas de confort (según el RITE, 21°C para la temporada de calefacción) τ y la duración de la jornada τ_{Total} , ambas en unidades de tiempo.

$$FS_{Confort} = \frac{\tau}{\tau_{Total}} \cdot 100 \text{ [ec. 6.2]}$$

Para esta jornada se satisficieron las condiciones de confort aproximadamente entre las 11:30 h y las 18:00 h, para ser exactos durante 392 minutos, que respecto a los 780 minutos (13 horas) que dura la jornada nos da una fracción solar del 50,26%. Comprobamos que la bomba de calor tardó aproximadamente media hora en alcanzar la temperatura de confort desde el arranque.

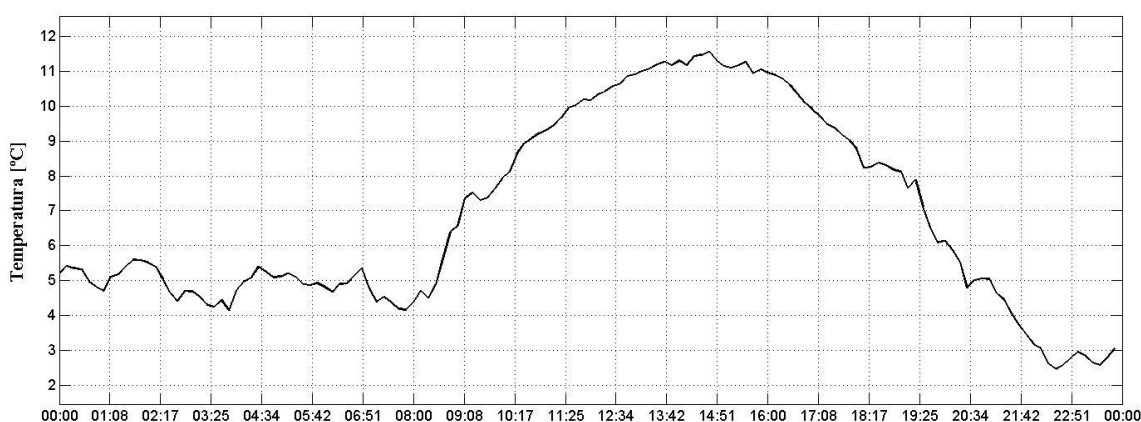
De los 392 minutos en los que se alcanzó la temperatura de confort, 124 minutos corresponden con el tiempo que hemos denominado de “efecto almacenamiento”. Es decir, un 31,63% del tiempo en que se alcanzaron las condiciones de confort o un 15,90% del tiempo total de la jornada en el que la temperatura interior alcanzaba la temperatura de confort, mientras la bomba de calor permanecía desactivada.

6.1.2 Día Templado: 23/01/2014

El día 23 de Enero es uno de los días considerados “templados” de la temporada, no por tener temperaturas especialmente suaves, sino porque la demanda energética no es demasiado alta.

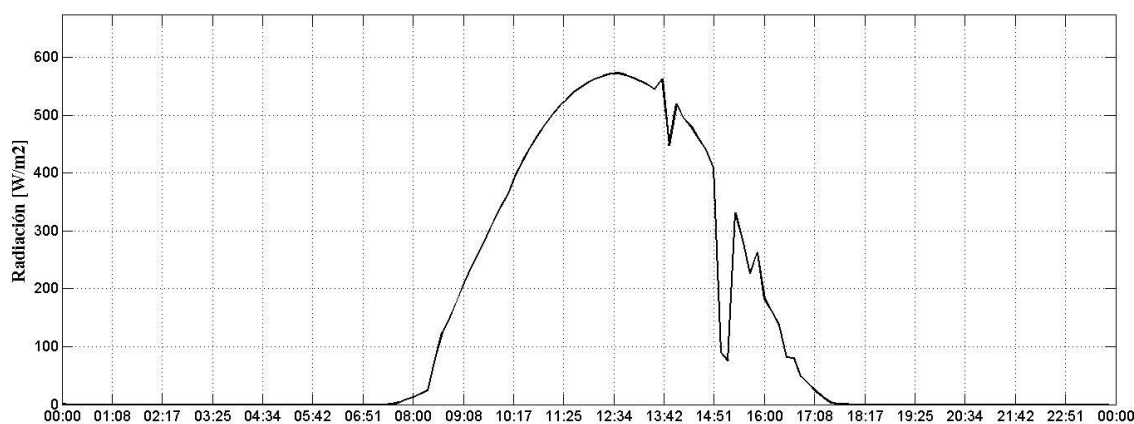
Durante este día es uno de los considerados mixtos, es decir, la alimentación eléctrica de la bomba de calor fue tanto a través de la red eléctrica como de la instalación fotovoltaica. A lo largo de la temporada hay muchos días de funcionamiento mixto, puesto que para conseguir alcanzar la temperatura de confort durante las primeras horas del día no podemos contar con la energía fotovoltaica para alimentar la bomba y necesitamos usar la red eléctrica.

Las temperaturas oscilaron entre una temperatura mínima de 2,46 °C hacia las 22:40 h. y una máxima de 11,56 °C a las 14:50 h.



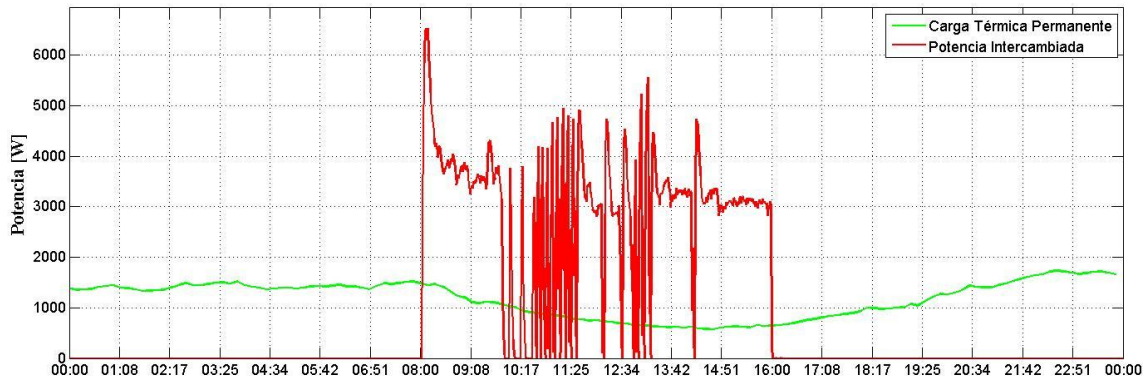
[Fig. 6.5] 23/01/2014 Temperatura exterior.

En la figura 6.6 se observa que fue un día fundamentalmente despejado, con algunas nubes pasado el mediodía.



[Fig. 6.6] 23/01/2014 Radiación sobre el plano horizontal.

La carga máxima permanente alcanzó 1,74 kW. La demanda permanente fue de 12,19 kWh, y la dinámica de 7,67 kWh, para una demanda total de 19,86 kWh a lo largo de la jornada. Ver figura 4.6.



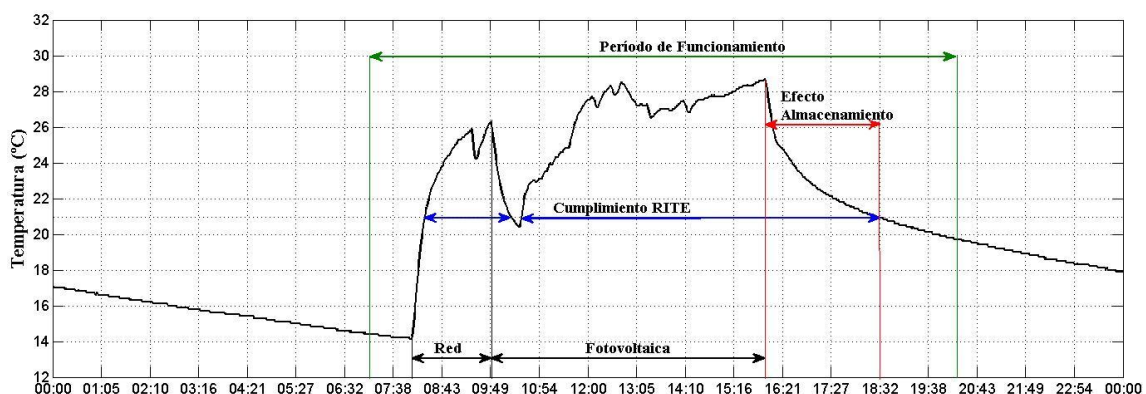
[Fig. 6.7] 23/01/2014 Potencias. Día templado.

La instalación térmica suministró 22,77 kWh entre las 8:00 h. y las 16:00 h., de los cuales 7,1 kWh fueron suministrados con la bomba conectada a la red eléctrica (hasta 9:50 h.). Una vez se conecta el sistema fotovoltaico, la instalación no consigue suministrar potencia suficiente hasta casi dos horas después con sucesivos intervalos de arranque y parada.

En la figura 6.8 se observa la evolución de la temperatura interior para dicho día. Durante el período de alimentación mediante la red eléctrica, la temperatura máxima es de 26,3 °C, lo que permite precalentar el edificio teniendo en cuenta que la temperatura exterior aún es baja (unos 7,4 °C) y que la radiación aún es baja ($290 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) por lo que la instalación fotovoltaica no podría satisfacer la demanda energética por sí sola.

Como se puede apreciar, gracias a este precalentamiento se consigue mantener durante casi una hora las condiciones de confort hasta que la instalación fotovoltaica consigue suministrar la energía necesaria. De hecho, durante el funcionamiento de la bomba de calor alimentada por la instalación fotovoltaica, la temperatura interior desciende por debajo de la temperatura de confort solo durante 14 minutos, alcanzando un mínimo de 20,4 °C.

Durante el período de funcionamiento alimentado con la instalación fotovoltaica, la temperatura interior aumenta hasta 28,7 °C. Dicha temperatura se alcanza a las 16:00 h. justo antes de que se apague la bomba de calor.



[Fig. 6.8] 23/01/2014 Temperatura interior.

Para este día la demanda energética del edificio se ve satisfecha, sin embargo, de origen fotovoltaico se introdujeron 15,67 kWh térmicos en unas 6 horas lo que supondría una fracción solar del 78,9%.

Desde el punto de vista de la temperatura de confort, durante esta jornada se superaron las exigencias del RITE durante 586 de los 780 minutos de la jornada, lo que equivale, según la definición de la ecuación 6.2, a un 75,13% de fracción solar total.

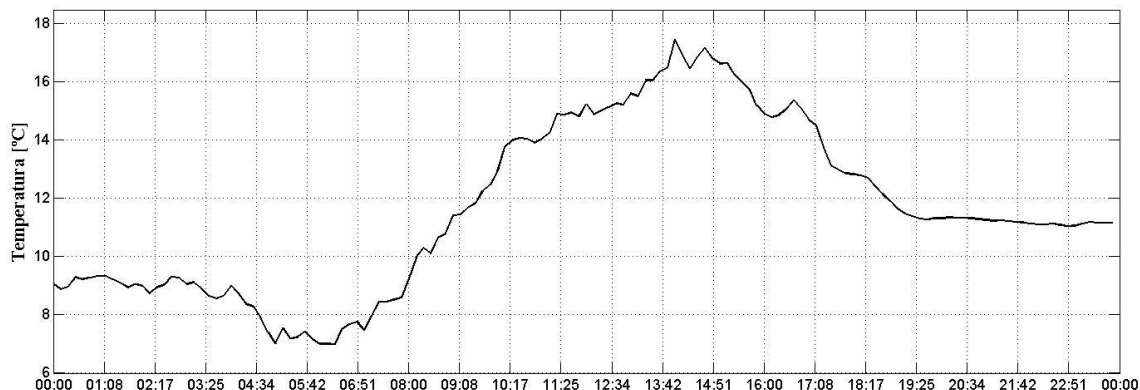
Durante el arranque, la bomba de calor tarda 20 minutos en alcanzar la temperatura de confort.

Sin tener en cuenta los 110 minutos que actuó la bomba de calor alimentada por la red, la fracción solar total disminuye al 61%, aunque como hemos visto, parte de esta contribución procede de la energía que se suministró durante el período de alimentación con red.

El efecto de almacenamiento térmico durante este día duró 145 minutos una vez la bomba de calor se hubo apagado, manteniendo el edificio a una temperatura interior superior a la temperatura mínima de confort hasta las 18:30 h. aproximadamente. Este tiempo corresponde con un 18,49% de toda la jornada que el sistema se mantuvo sobre la temperatura de confort gracias a la inercia térmica del edificio.

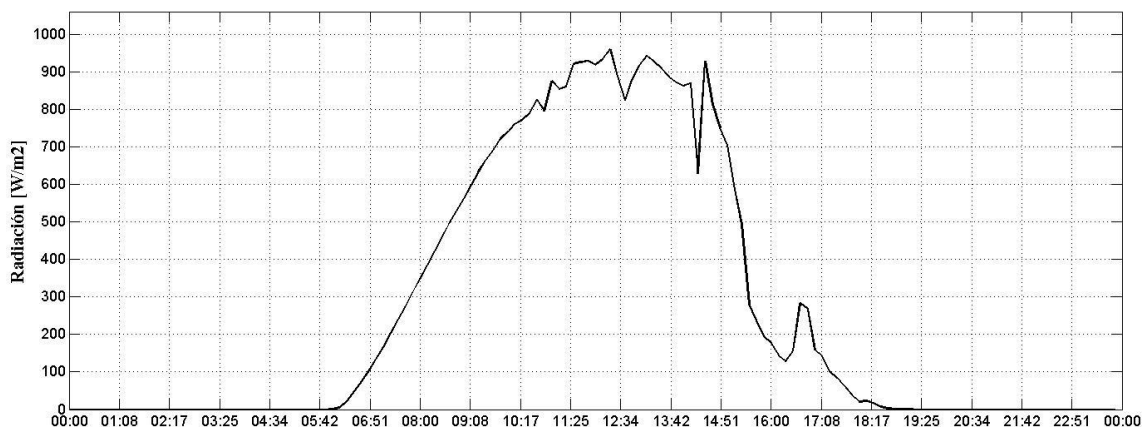
6.1.3 Día Cálido: 04/04/2014

El día 4 de Abril, es un día con temperaturas moderadas de finales de la temporada de calefacción. La temperatura mínima fue de 7 °C y la máxima de 17,5 °C.



[Fig. 6.9] 04/04/2014 Temperatura exterior.

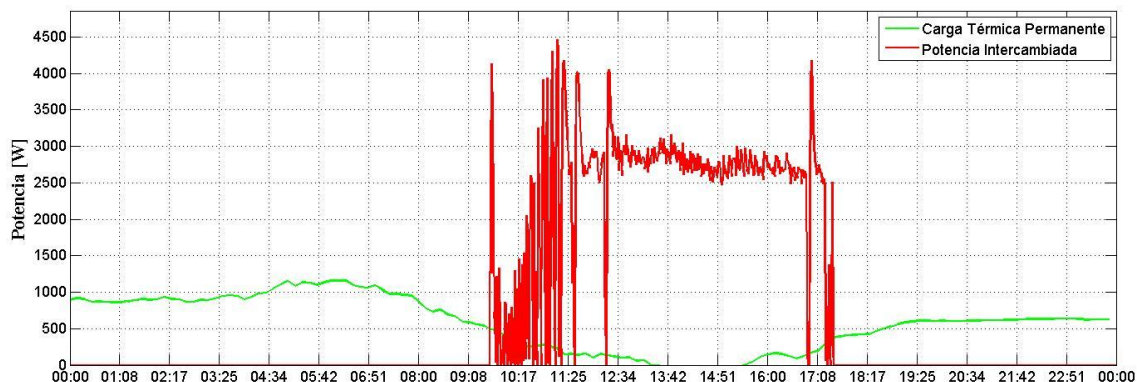
La figura 6.10 muestra la aparición de nubosidades a partir de las 15:00 h. que podrían haber ocasionado una caída en la producción. Sin embargo el consumo energético de la bomba de calor era tan bajo para dichas condiciones climatológicas que la producción no se vio afectada.



[Fig. 6.10] 04/04/2014 Radiación sobre el plano horizontal.

Como se ve en la figura 6.11, la carga térmica permanente es muy baja, alcanzando un máximo de apenas 1,16 kW observándose en las horas centrales que la carga térmica llega a caer a cero. Esto se debe a que en esos momentos aunque la temperatura exterior siga por debajo de la temperatura de confort, la carga interna es superior a la carga térmica de transmisión y ventilación.

La demanda energética permanente fue de 4,59 kWh, la demanda dinámica para dicho día fue de 3,39 kWh, por lo que la demanda total fue de 7,98 kWh. Ver figura 4.6.

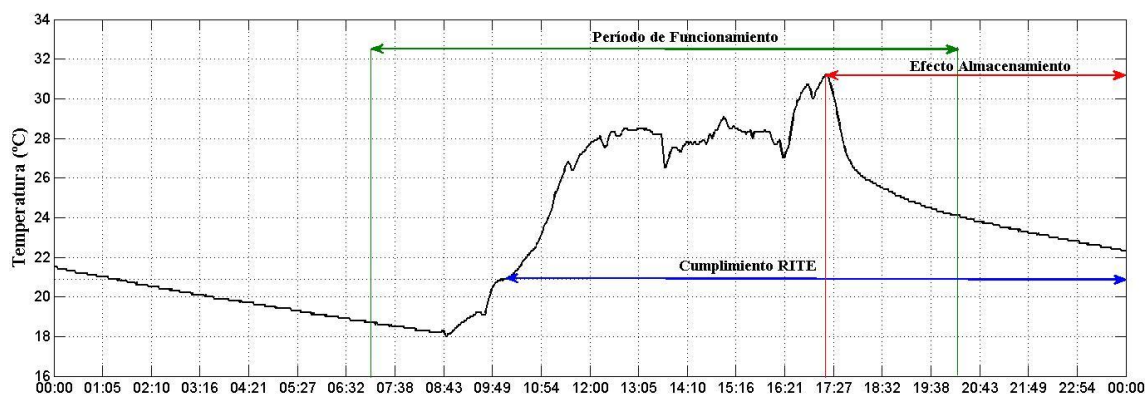


[Fig. 6.11] 04/04/2014 Potencias. Día cálido.

La bomba de calor arranca sobre las 9:30 h. Las baterías estaban esencialmente descargadas hasta que en torno a las 11:20 h. la instalación fotovoltaica es capaz de suministrar a la bomba la energía necesaria. A partir de las 12:30 h. se suceden las paradas del ventilador por el termostato, por lo que se toma la decisión de subir aún más la temperatura de consigna (superando los 30 °C), para que la bomba siga funcionando.

Finalmente se introdujeron 18,46 kWh térmicos a lo largo del día.

La temperatura interior alcanzó un máximo de 31,2 °C a las 17:17 h. momento en el cual, el edificio ya estaba desocupado. Puesto que es un día particularmente cálido, en el que la demanda energética es baja, tras alcanzar el máximo de temperatura se consigue sobrepasar la temperatura mínima de confort durante el resto del día pese a que la bomba de calor estuviese desconectada.



[Fig. 6.12] 04/04/2014 Temperatura interior.

Según los datos mostrados en la figura 6.12, la temperatura alcanzada durante este día no es aceptable para los cánones de confort. Aunque es cierto, que no está aún legislada la forma de trabajar cuando la fuente de energía es renovable alcanzar tan altas temperaturas no es necesario y es contraproducente para los ocupantes del edificio.

En vista de esto, podemos asegurar que para los días en que la demanda energética es baja, este sistema de almacenamiento propuesto tiene sus limitaciones.

Para este día la demanda queda totalmente satisfecha y puesto que la alimentación de la bomba de calor es de origen puramente fotovoltaico se obtiene una fracción solar del 100%.

Atendiendo a la definición de la fracción solar según la expresión 6.2, relativa a la temperatura de confort, la temperatura interior estuvo por encima de los 21 °C durante 585 de los 780 minutos de la jornada, es decir, se consigue una fracción solar del 75% habiendo tardado la bomba de calor unos 35 minutos en caldear el edificio hasta la temperatura de confort una vez puesta en marcha.

Como se ha indicado, el efecto de almacenamiento térmico consigue mantener la temperatura interior por encima de la temperatura mínima de confort hasta el final del día. Sin embargo, considerando solo el período de funcionamiento, el efecto de almacenamiento mantuvo la temperatura interior por encima de los 21°C durante 163 minutos, es decir, el 20,9% de la jornada.

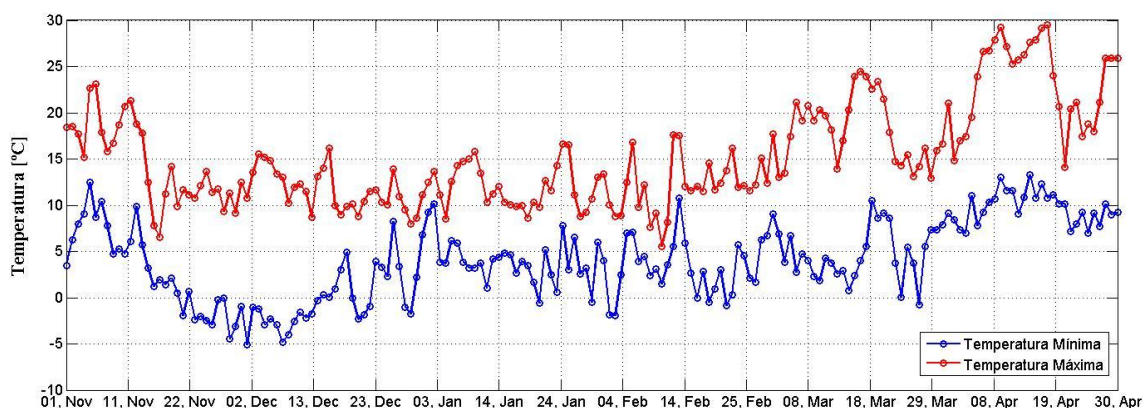
6.3 Resultados de la temporada

Con el mismo proceso que se ha empleado para los días descritos, se pueden estudiar los demás días de la temporada.

En la figura 6.13 se muestran las temperaturas máximas y mínimas para cada día de la temporada.

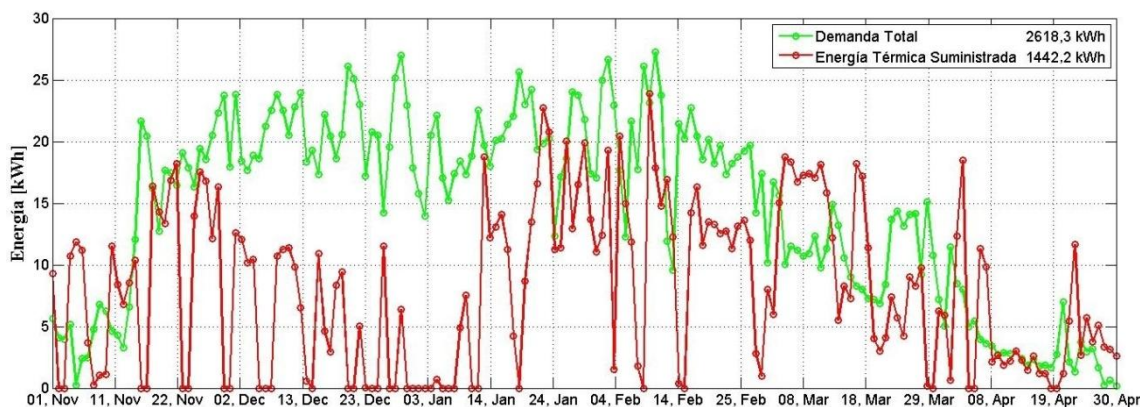
La temperatura mínima se alcanzó el 2 de Diciembre con $-5,12\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura máxima se alcanzó el 18 de Abril con un valor de $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De los 181 días de la temporada, 36 de ellos tuvieron temperaturas bajo cero y 30 tuvieron temperaturas máximas por encima de los $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. Además, de media, la máxima diferencia de temperatura durante el día fue de $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ a lo largo de la temporada, donde el mínimo salto fue de $3,23\text{ }^{\circ}\text{C}$ el 2 de Enero y el máximo de $21,62\text{ }^{\circ}\text{C}$ el 16 de Marzo.



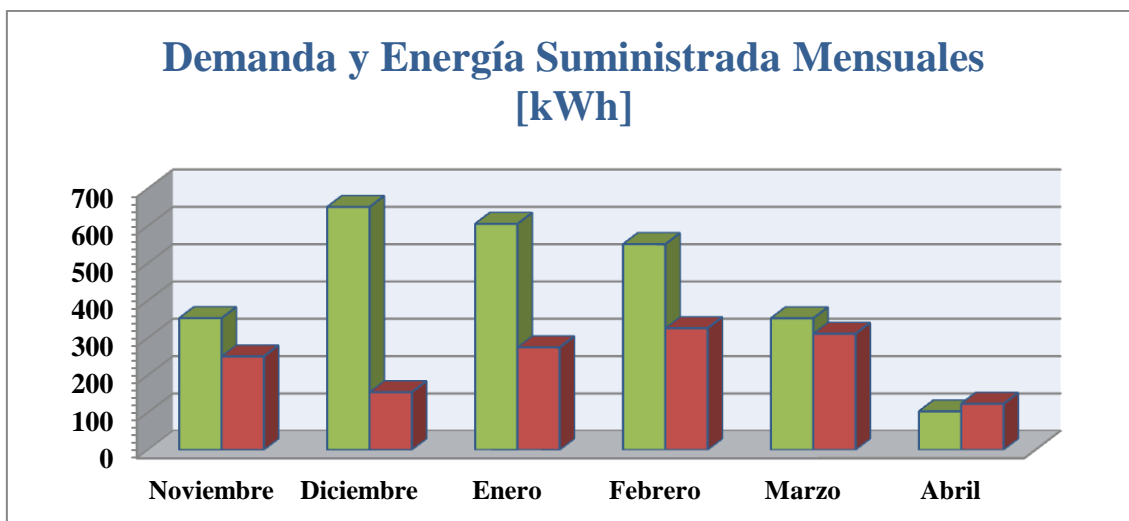
[Fig. 6.13] Temperaturas máximas y mínimas de la temporada.

En la figura 6.14 podemos ver la evolución de la demanda energética diaria del edificio a lo largo de la temporada, así como la energía total suministrada por la instalación térmica durante ese día. Como se explica en Capítulo 4, la demanda total se obtiene de sumar el resultado de la demanda permanente a lo largo del día, al valor de la demanda dinámica correspondiente obtenido a través de la ecuación 4.10.



[Fig. 6.14] Resultados energéticos de la temporada.

En total, la instalación térmica suministró 1442,2 kWh térmicos durante la temporada frente a una demanda total de 2618,3 kWh, es decir, se suministró solo un 55,08% de la demanda total de energía en el edificio.



[Fig. 6.15] Demanda energética frente a energía suministrada para cada mes de la temporada.

En la figura 6.15, podemos observar que el único mes en el cual la demanda se satisfizo completamente fue Abril mientras que los meses más fríos, Diciembre y Enero, solo se suministraron un 23,8 y un 45,4 % de la demanda respectivamente.

Si consideramos los resultados día a día, y no los de toda la temporada, la demanda energética se satisfizo en 47 de los 181 días para la temporada 2013-2014, lo que corresponde a un 25,97% del total de acuerdo con la figura 6.14.

Capítulo 7:

Conclusiones

Resumen:

En este capítulo se ofrecen las conclusiones sobre el trabajo realizado y se sugieren nuevas vías de estudio.

7. Conclusiones

A lo largo de este proyecto, hemos identificado la necesidad de analizar y comprender el funcionamiento de los distintos componentes que conforman una instalación de climatización para el correcto desempeño de sus funciones y así alcanzar el mejor rendimiento posible. Lo que supone un ahorro energético y por tanto económico.

En el capítulo 2 se han presentado los distintos tipos de tecnologías que actúan como sistemas de emisión en las instalaciones de climatización, desde el radiador convencional hasta los ventiloconvectores o *fan coils* con sus ventajas y desventajas.

Se ha desarrollado un método de cálculo de carga térmica para un edificio que actúa como vivienda tipo localizado en La Poveda (Arganda del Rey, Madrid). Se ha determinado la carga térmica de origen permanente o estacionario y se ha hablado de la necesidad de incorporar una componente dinámica o transitoria que hemos obtenido a través del Trabajo de Fin de Grado “Demanda de Calefacción en Régimen Permanente y Dinámico: Especificación de la Bomba de Calor” de Ana España Díaz.

A lo largo del capítulo 5 se describe el proceso experimental que nos ha llevado a determinar los parámetros de actuación de cada uno de los intercambiadores de calor agua-aire de tipo *fan coil* con los que cuenta la instalación. Se ha obtenido un coeficiente global de transferencia de calor a través de los datos experimentales del que se deduce un coeficiente de convección externo experimental. Seguidamente se ha propuesto un modelo teórico para validar los resultados obteniendo para ambos intercambiadores la validación del proceso.

Por último se han presentado los resultados obtenidos a través de las mediciones tomadas en la instalación para la temporada de calefacción de 2013-2014. Se ha mostrado el comportamiento de la instalación para tres días característicos y finalmente se han mostrado los resultados energéticos para cada día de la temporada.

Hemos visto a través de los días característicos que, mientras que la bomba de calor tarda en alcanzar una temperatura interior de confort en torno a media hora; empleando la inercia térmica del edificio como sistema de almacenamiento energético, se puede prolongar el tiempo en que las condiciones de confort se satisfacen entre dos horas y dos horas y media una vez que la bomba de calor se ha apagado, dependiendo de las condiciones externas.

Sin embargo, observamos también, que ese resultado solo es aceptable para los días en que la demanda energética es alta. Los días en los que la demanda es baja, la temperatura interior alcanza valores muy altos que no son adecuados para los ocupantes del edificio por lo que hay que limitar este modo de funcionamiento.

De los resultados presentados sabemos que para la temporada 2013-2014, la instalación térmica propuesta suministró 1442,2 kWh frente a una demanda energética total de 2618,3 kWh. Además, la instalación satisfizo el 100% de la demanda energética del edificio para un 25,97% de los días de la temporada.

A raíz de este estudio experimental, se sugiere comprobar el funcionamiento de los intercambiadores de calor ajustando los caudales para igualar su producción, durante la temporada de refrigeración y comparar los resultados obtenidos.

Así mismo sería conveniente realizar estudios semejantes sobre otros intercambiadores de calor de características semejantes y comprobar si el modelo teórico-experimental obtiene resultados válidos para estos.

Puesto que emplear la inercia térmica del edificio como almacenamiento puede no ser adecuado durante los días cálidos de la temporada, se sugiere implementar y estudiar un sistema de control más sofisticado, que permita ajustar la producción de calor aquellos días en que el efecto almacenamiento no sea necesario y optimice su efecto durante los días fríos de la temporada.

Anexos

Anexo 1: Propiedades termofísicas de los materiales

En este anexo se muestran los valores de las propiedades termofísicas de los fluidos y materiales utilizados para los cálculos pertinentes.

Fluidos:

Temperatura [K]	Densidad [kg/m ³]	Calor específico [kJ/kg·K]	Viscosidad dinámica [Pa·s] ·10 ⁶	Conductividad térmica [W/m·K]	Nº de Prandtl [-]
Agua Saturada					
273,15	1000	4,217	1750	0,569	12,99
275	1000	4,211	1652	0,574	12,22
280	1000	4,198	1422	0,582	10,26
285	1000	4,189	1225	0,59	8,81
290	999,0	4,184	1080	0,598	7,56
295	998,0	4,181	959	0,606	6,62
300	997,0	4,179	855	0,613	5,83
305	995,0	4,178	769	0,62	5,2
310	993,0	4,178	695	0,628	4,62
315	991,1	4,179	631	0,634	4,16
320	989,1	4,18	577	0,64	3,77
325	987,2	4,182	528	0,645	3,42
330	984,3	4,184	489	0,65	3,15
340	979,4	4,188	420	0,66	2,66
350	973,7	4,195	365	0,668	2,29
360	967,1	4,203	324	0,674	2,02
Aire					
250	1,3947	1,006	15,96	0,0223	0,72
300	1,1614	1,007	18,46	0,0263	0,707
350	0,995	1,009	20,82	0,03	0,7

Metales:

Conductividad térmica [W/m·K]	
Cobre	401
Aluminio	237

Anexo 2: Aparatos Eléctricos

En este anexo se presentan los aparatos eléctricos considerados para el cálculo de la carga interna del Capítulo 3.

	Nº de aparatos	Tasa de uso	Potencia [W]	Carga Aparatos [W]
Ordenador Sobremesa	2	0,55	250	275
Pantalla	2	0,55	60	66
Ordenador Portatil	1	0,2	90	18
Caudalímetros	3	1	12	36
Tubo fluorescente	2	0,2	30	12
				407

Bibliografía

Monografías

- Transferencia de Calor, Yunus A. Çengel
- Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera & David P. DeWitt
- Ingeniería del ámbito térmico, James L. Threlkeld 1973
- Compact Heat Exchangers, W.M. Jays & A.L. London 1958

Normativa

- CTE Documento Básico HE Ahorro de Energía 2009
- Norma Básica de la edificación “NBE-CT-79” sobre Condiciones Térmicas de los Edificios
- Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) 2007

Fuentes electrónicas

- www.en.wikipedia.org
- www.es.wikipedia.org
- www.popularmechanics.com
- www.soliclima.es
- www.ree.es
- www.incoperfil.com
- www.merte.es
- www.daikin.es
- www.aertesi.com

Otros

- TFG Demanda de Calefacción en Régimen Permanente y Dinámico: Especificación de la Bomba de Calor. Ana España Díaz UC3M 2014
- Proyecto SECH-SPAHOUSEC, Análisis del consumo energético del sector residencial en España. IDAE Secretaría General, Departamento de Planificación y Estudios, 2011